

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年6月24日 (24.06.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/053298 A1

(51) 国際特許分類⁷: F01C 21/12, 1/356
 (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/015492
 (22) 国際出願日: 2003年12月3日 (03.12.2003)
 (25) 国際出願の言語: 日本語
 (26) 国際公開の言語: 日本語
 (30) 優先権データ:
 特願 2002-358946
 2002年12月11日 (11.12.2002) JP

(71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): ダイキン工業株式会社 (DAIKIN INDUSTRIES,LTD.) [JP/JP]; 〒530-8323 大阪府 大阪市 北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル Osaka (JP).

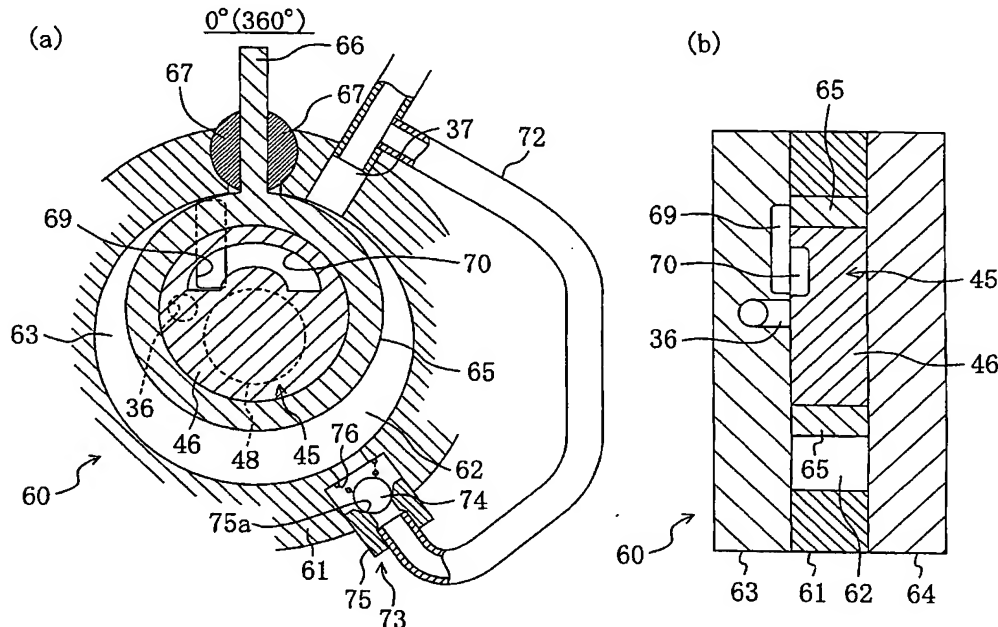
(72) 発明者; および

(75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 鎌谷 克己 (SAKITANI,Katsumi) [JP/JP]; 〒591-8511 大阪府 堺市 金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 森脇 道雄 (MORIWAKI,Michio) [JP/JP]; 〒591-8511 大阪府 堺市 金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 岡本 昌和 (OKAMOTO,Masakazu) [JP/JP]; 〒591-8511 大阪府 堺市 金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 熊倉 英二 (KUMAKURA,Eiji) [JP/JP]; 〒591-8511 大阪府 堺市 金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP). 岡本 哲也 (OKAMOTO,Tetsuya) [JP/JP]; 〒591-8511 大阪府 堺市 金岡町1304番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 金岡工場内 Osaka (JP).

[続葉有]

(54) Title: VOLUME EXPANDER AND FLUID MACHINE

(54) 発明の名称: 容積型膨張機及び流体機械



(57) Abstract: A volume expander is provided with a penetration passage (72) penetrating in an expansion chamber (62) between an intermediate position and outflow position of an expansion process. This makes it possible that a fluid on the outflow side is returned to the expansion chamber (62). As a result, the pressure in the expansion chamber (62) is prevented from excessively decreasing in a predetermined operating condition, and the lowering in power recovery efficiency is suppressed.

(57) 要約: 容積型膨張機において、膨張室(62)における膨張過程中間位置と流出位置とを連通する連絡通路(72)を設け、流出側の流体を膨張室(62)に戻せるようにすることで、所定の運転条件で膨張室(62)の圧力が過度に低下するのを防止して、

[続葉有]



(74) 代理人: 前田 弘, 外(MAEDA, Hiroshi et al.); 〒550-0004 大阪府 大阪市 西区靱本町 1 丁目 4 番 8 号 本町中島ビル Osaka (JP).

(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

容積型膨張機及び流体機械

5 技術分野

本発明は、高圧流体が膨張することにより動力を発生させる膨張機構を備えた容積型膨張機と、この膨張機を備えた流体機械とに関するものである。

背景技術

- 10 従来より、高圧流体の膨張により動力を発生させる膨張機として、例えばロータリ式膨張機などの容積型膨張機が知られている（例えば特開平 8－3 3 8 3 5 6 号公報参照）。この膨張機は、例えば蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うのに用いることができる。

- 15 上記膨張機は、シリンダと、このシリンダの内周面に沿って公転するピストンとを備え、シリンダとピストンとの間に形成される膨張室が吸入／膨張側と排出側とに区画されている。そして、ピストンの公転動作に伴って、膨張室は吸入／膨張側であった部分が排出側に、排出側であった部分が吸入／膨張側に順に切り換わり、高圧流体の吸入／膨張作用と排出作用とが同時に並行して行われる。

- 20 上記膨張機では、ピストンの 1 回転中に高圧流体がシリンダ内に供給される吸入過程の角度範囲と、流体の膨張が行われる膨張過程の角度範囲が予め定められている。つまり、この種の膨張機では、一般に膨張比（吸入冷媒と排出冷媒の密度比）が一定になっている。そして、吸入過程の角度範囲で高圧流体をシリンダに導入する一方、残った膨張過程の角度範囲で流体を定められた膨張比で膨張させ、回転動力を回収するようになっている。

- 25 ー解決課題ー

このように容積型膨張機は固有の膨張比（吸入冷媒と排出冷媒の密度比）を有している。一方、上記膨張機が用いられる蒸気圧縮式冷凍サイクルでは、冷却対象の温度変化や放熱（加熱）対象の温度変化により該冷凍サイクルの高圧圧力と低圧圧力が変化するので、その圧力比も変動し、それに伴って膨張機の吸入冷媒

と排出冷媒の密度もそれぞれ変動する。したがって、このような場合、冷凍サイクルが上記膨張機とは異なる膨張比で運転されることになり、上記膨張機の動力回収効率が低下してしまう。

そこで、以下にこの点について説明する。

- 5 まず、膨張機は、設計膨張比で運転動作が行われているときに最大限の動力回収効率が得られるように構成されている。図 1 2 は、理想的な運転条件での膨張室の容積変化と圧力変化との関係を示すグラフである。図示するように、高圧流体は a 点から b 点までの間に膨張室内に供給され、b 点から膨張を開始する。b 点を過ぎると高圧流体の供給が停止するため、圧力が一旦 c 点まで急激に下がり、
- 10 その後は膨張しながら d 点まで緩やかに圧力が低下する。そして、d 点で膨張室のシリンダ容積が最大になった後、排出側になって容積が縮小すると e 点まで排出される。その後は a 点に戻り、次のサイクルの吸入過程が開始される。この図の状態では、d 点の圧力は冷凍サイクルの低圧圧力と一致しており、動力回収の効率のよい運転が行われる。
- 15 一方、上記膨張機を空調機に用いている場合には、冷房運転と暖房運転の切り換えや外気温度の変化などの運転条件の変動により、冷凍サイクルの実際の膨張比が該サイクルの設計膨張比ないし膨張機の固有膨張比を外れることがある。特に、運転条件の変化により冷凍サイクルの実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなると、膨張室の内圧が冷凍サイクルの低圧圧力よりも低くなり、膨張機の内
- 20 部で過膨張が発生する状態になってしまうことがある。

- 図 1 3 はこのときの膨張室の容積変化と圧力変化との関係を示すグラフであり、冷凍サイクルの低圧圧力が図 1 2 の例よりも上昇した状態になっている。この場合、流体は a 点から b 点までの間でシリンダ内に供給された後、膨張機の固有膨張比に従って d 点まで圧力が低下する。一方、冷凍サイクルの低圧圧力は d
- 25 点よりも高い d' 点になっている。したがって、冷媒は、膨張過程の完了後、排出過程において d 点から d' 点まで昇圧された後、e' 点まで排出され、次のサイクルの吸入過程が開始されることになる。

このような状況においては、膨張機内では冷媒の排出のために動力の内部消費が行われることになる。つまり、過膨張発生時には、回収動力は図 1 3 で示す（面

積 I) - (面積 II) 分しか得られないことになり、図 1 2 の運転条件と比べて回収動力が大幅に減少してしまうことになる。

本発明は、このような問題点に鑑みて創案されたものであり、その目的は、容積型膨張機における過膨張を防止し、動力回収効率の低下を抑えるようにすることである。

発明の開示

本発明は、膨張室 (62, 137) における膨張過程中間位置と流体流出位置とを連通する連絡通路 (72, 80, 140) を設け、過膨張の発生する運転状態において流出側の流体を膨張室 (62, 137) へ戻せるようにしたものである。

具体的に、第 1 の発明は、膨張室 (62, 137) に供給された高圧流体が膨張することにより動力が発生する膨張機構 (60, 130) を備えた容積型膨張機を前提としている。そして、この膨張機は、上記膨張室 (62, 137) の流体流出側から膨張過程中間位置へ連通する連絡通路 (72, 80, 140) を備え、該連絡通路 (72, 80, 140) に開閉機構 (73, 77, 87, 145) が設けられていることを特徴としている。

この第 1 の発明では、例えば冷凍サイクルの膨張比と膨張機の固有膨張比とが一致しているときには、開閉機構 (73, 77, 87, 145) を開かず、連絡通路 (72, 80, 140) を閉じた状態とする。このときは、膨張室 (62, 137) の容積変化と圧力変化との関係は図 1 2 に示すようになり、動力回収が効率よく行われる。一方、運転条件の変化に伴って膨張室 (62, 137) で過膨張が生じると、開閉機構 (73, 77, 87, 145) を開くことにより過膨張の状態を解消できる。つまり、過膨張が生じるときは、流体流出側の圧力が膨張室 (62, 137) 内よりも高いため、流体流出側から膨張室 (62, 137) へ流体が導入することで、膨張室 (62, 137) の圧力を流体流出側の圧力まで高められる。したがって、この発明では、図 1 3 の面積 II に示した動力消費が行われなくなり、図 1 4 に示す運転状態になる。このことにより、面積 I の分だけは確実に動力回収を行うことができ、面積 II の分の回収効率低下を防止できる。

また、第 2 の発明は、第 1 の発明の容積型膨張機において、開閉機構 (73, 87, 145) が、膨張室 (62, 137) の流体流出側から膨張過程中間位置へ向かう流体の流

通を許容する一方、該膨張過程中間位置から流体流出側への流体の流通を禁止する逆止弁により構成されていることを特徴としている。

また、第3の発明は、第2の発明の容積型膨張機において、逆止弁（73, 87, 145）が、スプリングリターン式の逆止弁であり、かつ、膨張室（62, 137）の膨張過程
5 中間位置における流体の圧力が流体流出側の圧力よりも所定値以上に低下すると開口するように構成されていることを特徴としている。

これらの第2、第3の発明では、過膨張が発生し、膨張室（62, 137）の流体流出側よりも該膨張室（62, 137）の膨張過程中間位置の圧力が低くなる条件では、逆止弁（73, 87, 145）を開く状態にして流出側の流体を膨張室（62, 137）に導入す
10 ることができる。したがって、第1の発明と同様に膨張室（62, 137）の圧力が流出圧力まで上昇し、過膨張の状態が解消される。

また、第3の発明では、逆止弁（73, 87, 145）がスプリングリターン式であって、膨張室（62, 137）と流体流出側に所定の差圧がない場合は連絡通路（72, 80, 140）を確実に閉じておくことができるため、過膨張が生じていないのに連絡通路（72, 15 80, 140）が開いてしまうような誤動作を防止できる。

また、第4の発明は、第1の発明の容積型膨張機において、開閉機構（77）が、膨張室（62）の膨張過程中間位置における流体の圧力が流体流出側の圧力よりも所定値以上に低下すると開口する電磁弁により構成されていることを特徴としている。

この第4の発明では、例えば膨張室（62）の圧力と流体流出側の圧力とをそれぞれ検出しておけば、流体流出側よりも膨張室（62）内の圧力が下がったときに過膨張が発生していると考えられるので、このときに電磁弁を開くことができる。こうすれば、第2、第3の発明と同様に、膨張室（62）の圧力が流体流出側の圧力まで上昇し、過膨張の状態が解消される。

また、第5の発明は、第1から第4のいずれか1の発明の容積型膨張機において、連絡通路（80, 140）が、膨張機構（60, 130）を構成する構成部材（61, 132）の内部を通過するように形成されていることを特徴としている。

この第5の発明では、過膨張が発生する条件になると、膨張室（62, 137）から流出した流体の一部が、上記構成部材（61, 132）の内部に形成された連絡通路（8

0, 140) を通って膨張室 (62, 137) に導入され、過膨張の発生が阻止される。

また、第 6 の発明は、第 1 から第 4 のいずれか 1 の発明の容積型膨張機において、膨張機構 (60, 130) が蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うように構成されていることを特徴としている。

- 5 蒸気圧縮式冷凍サイクルでは、上述したように運転条件によって高圧圧力や低圧圧力が変動し、それによって実際の膨張比も変化する。ここで、現在一般によく使用されている冷媒 (例えば R 4 1 0 A) について、暖房時に膨張比が約 4、冷房時に約 3 となる例を想定すると、暖房時に適正な膨張比を選定した場合は冷房時には過膨張が生じる。また、実際の運転時で冷房負荷の小さいときなどは、
- 10 さらに過膨張が発生しやすくなる。これに対して、この第 6 の発明では、過膨張時に流体を流出側から膨張室 (62, 137) へ戻すことができるため、過膨張の状態を効果的に解消することができる。

- また、第 7 の発明は、第 1 から第 4 のいずれか 1 の発明の容積型膨張機において、膨張機構 (60, 130) が、高圧圧力が超臨界圧となる蒸気圧縮式冷凍サイクル
- 15 の膨張行程を行うように構成されていることを特徴としている。

冷媒に CO₂ などを用いて行う超臨界サイクルでは、例えば膨張比が暖房時に約 3、冷房時に約 2 となり、冷房時の動力損失が、現在一般に使用されている冷媒を用いた冷凍サイクルよりも大きくなる。これに対して、流出側の流体を膨張室 (62, 137) に戻すと、動力損失を効果的に低減できる。

- 20 また、第 8 の発明は、第 1 から第 4 のいずれか 1 の発明の容積型膨張機において、膨張機構 (60, 130) が回転式の膨張機構 (60, 130) であり、流体の膨張により回転動力を回収するように構成されていることを特徴としている。回転式の膨張機構 (60, 130) としては、揺動ピストン式、ローリングピストン式、あるいはスクロール式などの膨張機構 (60, 130) を採用することができる。

- 25 また、第 9 の発明は、ケーシング (31, 101) 内に、容積型膨張機 (60, 130) と、電動機 (40, 110) と、上記容積型膨張機 (60, 130) 及び電動機 (40, 110) により駆動されて流体を圧縮する圧縮機 (50, 120) とを備えた流体機械であって、容積型膨張機 (60, 130) を、第 8 の発明の容積型膨張機により構成したものである。

この場合は、圧縮機 (50, 120) と膨張機 (60, 130) が一体になった流体機械に

において、膨張機（60, 130）における過膨張を効果的に防止し、電動機（40, 110）の動力消費を抑えられるので、運転の効率を高められる。

－効果－

第 1 の発明によれば、膨張機構（60, 130）の流体流出側よりも膨張室（62, 137）
5 の内圧が下がったときに、上記流体流出側から該膨張室（60, 137）内に流体を戻すことができるため、過膨張が発生する状態を解消できる。したがって、図 1 3 の面積IIで表される動力損失をなくし、図 1 4 に示すように面積 I の分だけは確実に動力回収をすることができる。このように、過膨張が発生する運転条件において、動力回収効率を高めることが可能となる。

10 また、第 2, 第 3 の発明によれば、連絡通路（72, 80, 140）に逆止弁（73, 87, 145）を設けることにより、簡単な構造で過膨張を確実に防止できる。特に第 3 の発明によれば、過膨張が生じない運転条件では逆止弁（73, 87, 145）がスプリングリターン力で閉鎖されるため、連絡通路（72, 80, 140）を閉じるべき状態での誤動作を防止できる。したがって、膨張機の動作が不安定になるのを防止できる。

15 また、第 4 の発明によれば、連絡通路（72）に電磁弁（77）を設け、膨張室（62）内の圧力が流体流出側よりも下がったときに該電磁弁（77）を開くようにしているため、第 2, 第 3 の発明と同様に過膨張の状態を確実に解消でき、それによって動力回収効率を高めることが可能となる。

20 また、第 5 の発明によれば、上記連絡通路（72, 80, 140）を、膨張機構（60, 130）を構成する構成部材（61, 132）の内部を挿通するように形成しているため、該膨張機構をコンパクトに構成することが可能となる。

25 また、第 6 の発明によれば、蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うのに本発明の膨張機を用いるようにしている。したがって、蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいては運転条件が変化しやすく、そのときに膨張機において過膨張により動力回収の効率が低下しやすいのに対して、過膨張を抑えることで動力回収効率の低下を効果的に防止できる。

また、第 7 の発明によれば、本発明の膨張機を超臨界サイクルに用いるようにしているため、該超臨界サイクルにおける過膨張による動力損失が特に大きいものに対して、該損失をより効果的に抑えることが可能となる。

また、第 8 の発明によれば、揺動ピストン式、ローリングピストン式、あるいはスクロール式などで代表される回転式の膨張機構 (60, 130) を備えた膨張機において、過膨張を抑えることにより、回転動力の回収効率を高めることができる。

また、第 9 の発明によれば、ケーシング (31, 101) 内に容積型膨張機 (60, 130) と電動機 (40, 110) と圧縮機 (50, 120) とを備えた流体機械で、膨張機 (60, 130) の回収動力を電動機 (40, 110) とともに圧縮機 (50, 120) の駆動動力に用いる場合に、膨張機 (60, 130) による動力回収効率を高められるので、電動機 (40, 110) による圧縮機 (50, 120) への駆動入力を抑え、効率的な運転をすることが可能となる。

10

図面の簡単な説明

図 1 は、実施形態 1 における空調機の配管系統図である。

図 2 は、実施形態 1 における圧縮・膨張ユニットの概略断面図である。

図 3 は、膨張機構部の動作を示す概略断面図である。

15 図 4 は、シャフトの回転角度 0° 又は 360° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 5 は、シャフトの回転角度 45° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

20 図 6 は、シャフトの回転角度 90° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 7 は、シャフトの回転角度 135° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 8 は、シャフトの回転角度 180° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

25 図 9 は、シャフトの回転角度 225° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 10 は、シャフトの回転角度 270° での実施形態 1 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 11 は、シャフトの回転角度 315° での実施形態 1 における膨張機構部の

要部を示す概略断面図である。

図 1 2 は、設計圧力での運転条件で膨張室の容積と圧力との関係を示すグラフである。

図 1 3 は、低膨張比条件での膨張室の容積と圧力との関係を示すグラフである。

5 図 1 4 は、低膨張比対策時の膨張室の容積と圧力との関係を示すグラフである。

図 1 5 は、実施形態 2 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 1 6 は、実施形態 3 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 1 7 は、実施形態 4 における膨張機構部の要部を示す概略断面図である。

図 1 8 は、膨張機構部の動作を示す概略断面図である。

10 図 1 9 は、実施形態 4 における圧縮・膨張ユニットの概略断面図である。

図 2 0 は、実施形態 4 における膨張機構部の拡大断面図である。

発明を実施するための最良の形態

(実施形態 1)

15 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。この実施形態 1 は、本発明の流体機械を用いて空調機 (10) を構成したものである。

《空調機の全体構成》

20 図 1 に示すように、上記空調機 (10) は、いわゆるセパレート型のものであって、室外機 (11) と室内機 (13) とを備えている。室外機 (11) には、室外ファン (12)、室外熱交換器 (23)、第 1 四路切換弁 (21)、第 2 四路切換弁 (22)、及び圧縮・膨張ユニット (30) が収納されている。室内機 (13) には、室内ファン (14) 及び室内熱交換器 (24) が収納されている。そして、室外機 (11) は屋外に設置され、室内機 (13) は屋内に設置されている。また、室外機 (11) と室内機 (13) とは、一対の連絡配管 (15, 16) で接続されている。尚、圧縮・膨張ユニット (30) の詳細は後述する。

25 上記空調機 (10) には、冷媒回路 (20) が設けられている。この冷媒回路 (20) は、圧縮・膨張ユニット (30) や室内熱交換器 (24) などが接続された閉回路である。また、この冷媒回路 (20) には、冷媒として二酸化炭素 (CO_2) が充填されている。

上記室外熱交換器（23）と室内熱交換器（24）とは、何れもクロスフィン型のフィン・アンド・チューブ熱交換器で構成されている。室外熱交換器（23）では、冷媒回路（20）を循環する冷媒が室外空気と熱交換する。室内熱交換器（24）では、冷媒回路（20）を循環する冷媒が室内空気と熱交換する。

5 上記第1四路切換弁（21）は、4つのポートを備えている。この第1四路切換弁（21）は、その第1のポートが圧縮・膨張ユニット（30）の吐出ポート（35）と配管接続され、第2のポートが連絡配管（15）を介して室内熱交換器（24）の一端と配管接続され、第3のポートが室外熱交換器（23）の一端と配管接続され、第4のポートが圧縮・膨張ユニット（30）の吸入ポート（34）と配管接続されている。そして、第1四路切換弁（21）は、第1のポートと第2のポートとが連通し
10 且つ第3のポートと第4のポートとが連通する状態（図1に実線で示す状態）と、第1のポートと第3のポートとが連通し且つ第2のポートと第4のポートとが連通する状態（図1に破線で示す状態）とに切り換わる。

上記第2四路切換弁（22）は、4つのポートを備えている。この第2四路切換
15 弁（22）は、その第1のポートが圧縮・膨張ユニット（30）の流出ポート（37）と配管接続され、第2のポートが室外熱交換器（23）の他端と配管接続され、第3のポートが連絡配管（16）を介して室内熱交換器（24）の他端と配管接続され、第4のポートが圧縮・膨張ユニット（30）の流入ポート（36）と配管接続されている。そして、第2四路切換弁（22）は、第1のポートと第2のポートとが連通し
20 且つ第3のポートと第4のポートとが連通する状態（図1に実線で示す状態）と、第1のポートと第3のポートとが連通し且つ第2のポートと第4のポートとが連通する状態（図1に破線で示す状態）とに切り換わる。

《圧縮・膨張ユニットの構成》

図2に示すように、圧縮・膨張ユニット（30）は、本発明の流体機械を構成して
25 いる。この圧縮・膨張ユニット（30）では、横長で円筒形の密閉容器であるケーシング（31）の内部に、圧縮機構部（50）、膨張機構部（60）、及び電動機（40）が収納されている。また、このケーシング（31）内では、図2における左から右に向かって、圧縮機構部（50）、電動機（40）、膨張機構部（60）の順で配置されている。尚、図2を参照しながらの説明で用いる「右」「左」は、それぞれ同図におけ

る「右」「左」を意味する。

上記電動機 (40) は、ケーシング (31) の長手方向の中央部に配置されている。この電動機 (40) は、ステータ (41) とロータ (42) とにより構成されている。ステータ (41) は、上記ケーシング (31) に固定されている。ロータ (42) は、
5 ステータ (41) の内側に配置されている。また、ロータ (42) には、該ロータ (42) と同一中心上にシャフト (45) の主軸部 (48) が貫通している。

上記シャフト (45) は、その右端側に大径偏心部 (46) が形成され、その左端側に小径偏心部 (47) が形成されている。大径偏心部 (46) は、主軸部 (48) よりも大径に形成され、主軸部 (48) の軸心から所定量だけ偏心している。一方、
10 小径偏心部 (47) は、主軸部 (48) よりも小径に形成され、主軸部 (48) の軸心から所定量だけ偏心している。そして、このシャフト (45) は、回転軸を構成している。

上記シャフト (45) には、図示しないが、油ポンプが連結されている。また、上記ケーシング (31) の底部には、潤滑油が貯留されている。この潤滑油は、油
15 ポンプによって汲み上げられ、圧縮機構部 (50) や膨張機構部 (60) へ供給されて潤滑に利用される。

上記圧縮機構部 (50) は、いわゆるスクロール圧縮機を構成している。この圧縮機構部 (50) は、固定スクロール (51) と、可動スクロール (54) と、フレーム (57) とを備えている。また、圧縮機構部 (50) には、吸入ポート (34) と吐出
20 ポート (35) とが設けられている。

上記固定スクロール (51) では、鏡板 (52) に渦巻き状の固定側ラップ (53) が突設されている。この固定スクロール (51) の鏡板 (52) は、ケーシング (31) に固定されている。一方、上記可動スクロール (54) では、板状の鏡板 (55) に渦巻き状の可動側ラップ (56) が突設されている。固定スクロール (51) と可動
25 スクロール (54) とは、互いに対向する姿勢で配置されている。そして、固定側ラップ (53) と可動側ラップ (56) が噛み合うことにより、圧縮室 (59) が区画される。

上記吸入ポート (34) は、その一端が固定側ラップ (53) 及び可動側ラップ (56) の外周側に接続されている。一方、上記吐出ポート (35) は、固定スクロール

(51) の鏡板 (52) の中央部に接続され、その一端が圧縮室 (59) に開口している。

上記可動スクロール (54) の鏡板 (55) は、その右側面の中央部に突出部分が形成されており、この突出部分にシャフト (45) の小径偏心部 (47) が挿入されている。また、上記可動スクロール (54) は、オルダムリング (58) を介してフレーム (57) に支持されている。このオルダムリング (58) は、可動スクロール (54) の自転を規制するためのものである。そして、可動スクロール (54) は、自転することなく、所定の旋回半径で公転する。この可動スクロール (54) の旋回半径は、小径偏心部 (47) の偏心量と同じである。

上記膨張機構部 (60) は、いわゆる揺動ピストン型の膨張機構であって、本発明の容積型膨張機を構成している。この膨張機構部 (60) は、シリンダ (61) と、フロントヘッド (63) と、リアヘッド (64) と、ピストン (65) とを備えている。また、膨張機構部 (60) には、流入ポート (36) と流出ポート (37) とが設けられている。

上記シリンダ (61) は、その左側端面がフロントヘッド (63) により閉塞され、その右側端面がリアヘッド (64) により閉塞されている。つまり、フロントヘッド (63) とリアヘッド (64) は、それぞれが閉塞部材を構成している。

上記ピストン (65) は、両端がフロントヘッド (63) とリアヘッド (64) で閉塞されたシリンダ (61) の内部に収納されている。そして、図 4 に示すように、シリンダ (61) 内に膨張室 (62) が形成されるとともに、ピストン (65) の外周面がシリンダ (61) の内周面に実質的に摺接するようになっている。

図 4 (a) に示すように、上記ピストン (65) は、円環状あるいは円筒状に形成されている。ピストン (65) の内径は、大径偏心部 (46) の外径と概ね等しくなっている。そして、シャフト (45) の大径偏心部 (46) がピストン (65) を貫通するように設けられ、ピストン (65) の内周面と大径偏心部 (46) の外周面がほぼ全面に亘って摺接する。

また、上記ピストン (65) には、ブレード (66) が一体に設けられている。このブレード (66) は、板状に形成されており、ピストン (65) の外周面から外側へ突出している。シリンダ (61) の内周面とピストン (65) の外周面に挟まれた

膨張室（62）は、このブレード（66）によって高圧側（吸入／膨張側）と低圧側（排出側）とに仕切られる。

上記シリンダ（61）には、一対のブッシュ（67）が設けられている。各ブッシュ（67）は、それぞれが半月状に形成されている。このブッシュ（67）は、ブレード（66）を挟み込んだ状態で設置され、ブレード（66）と摺動する。また、ブッシュ（67）は、ブレード（66）を挟んだ状態でシリンダ（61）に対して回転自在となっている。

図4に示すように、上記流入ポート（36）は、フロントヘッド（63）に形成されており、導入通路を構成している。流入ポート（36）の終端は、フロントヘッド（63）の内側面において、流入ポート（36）が直接に膨張室（62）と連通することのない位置に開口している。具体的に、流入ポート（36）の終端は、フロントヘッド（63）の内側面のうち大径偏心部（46）の端面と摺接する部分において、図4（a）における主軸部（48）の軸心のやや左上の位置に開口している。

フロントヘッド（63）には、溝状通路（69）も形成されている。図4（b）に示すように、この溝状通路（69）は、フロントヘッド（63）をその内側面側から掘り下げることにより、フロントヘッド（63）の内側面に開口する凹溝状に形成されている。

フロントヘッド（63）の内側面における溝状通路（69）の開口部分は、図4（a）において上下に細長い長形状となっている。溝状通路（69）は、この図4（a）における主軸部（48）の軸心よりも左側に位置している。また、この溝状通路（69）は、図4（a）における上端がシリンダ（61）の内周面よりも僅かに内側に位置すると共に、図4（a）における下端がフロントヘッド（63）の内側面のうち大径偏心部（46）の端面と摺接する部分に位置している。そして、この溝状通路（69）は、膨張室（62）と連通可能になっている。

シャフト（45）の大径偏心部（46）には、連通路（70）が形成されている。図4（b）に示すように、この連通路（70）は、大径偏心部（46）をその端面側から掘り下げることにより、フロントヘッド（63）に向き合った大径偏心部（46）の端面に開口する凹溝状に形成されている。

また、図4（a）に示すように、連通路（70）は、大径偏心部（46）の外周に

沿って延びる円弧状に形成されている。更に、連通路（70）におけるその周長方向の中央は、主軸部（48）の軸心と大径偏心部（46）の軸心を結んだ線上であって、大径偏心部（46）の軸心に対して主軸部（48）の軸心とは反対側に位置している。そして、シャフト（45）が回転すると、それに伴って大径偏心部（46）の連通路（70）も移動し、この連通路（70）を介して流入ポート（36）と溝状通路（69）が間欠的に連通する。

図4（a）に示すように、上記流出ポート（37）は、シリンダ（61）に形成されている。この流出ポート（37）の始端は、膨張室（62）に臨むシリンダ（61）の内周面に開口している。また、流出ポート（37）の始端は、この図4（a）におけるブレード（66）の右側近傍に開口している。

そして、本発明の特徴として、上記膨張機構部（60）には、膨張室（62）の流体流出側である流出ポート（37）と該膨張室（62）の膨張過程中間位置へ連通する連絡通路として、連絡管（72）が設けられている。この連絡管（72）には、膨張室（62）における過膨張発生時に開口する開閉機構（73）が設けられている。

上記開閉機構（73）は、上記流出ポート（37）から膨張室（62）へ向かう冷媒の流通を許容する一方、逆方向への冷媒の流通を禁止する逆止弁（73）により構成されている。この逆止弁（73）は、スプリングリターン式のものであって、弁体であるボール（74）と、該ボール（74）が接離する弁座面（75a）を有する弁ケース（75）と、ボール（74）を付勢して弁座面（75a）に圧接させるリターンスプリング（76）とから構成されている。このリターンスプリング（76）は、ボール（74）を弁座面（75a）に弱い力で押し付ける一方、膨張室（62）で過膨張が発生すると、該膨張室（62）と流出ポート（37）との間の差圧により開口するものである。上記逆止弁（73）は、シャフト（45）の回転中心を基準としてブッシュ（67）の回転中心のある位置を0°とすると、図4（a）において反時計回り方向へ約225°の位置に設けられている。

－運転動作－

上記空調機（10）の動作について説明する。ここでは、空調機（10）の冷房運転時及び暖房運転時の動作について説明し、続いて膨張機構部（60）の動作について説明する。

《冷房運転》

冷房運転時には、第 1 四路切換弁 (21) 及び第 2 四路切換弁 (22) が図 1 に破線
で示す状態に切り換えられる。この状態で圧縮・膨張ユニット (30) の電動機 (4
0) に通電すると、冷媒回路 (20) で冷媒が循環して蒸気圧縮式の冷凍サイクルが
5 行われる。

圧縮機構部 (50) で圧縮された冷媒は、吐出ポート (35) を通って圧縮・膨張ユ
ニット (30) から吐出される。この状態で、冷媒の圧力は、その臨界圧力よりも
高くなっている。この吐出冷媒は、第 1 四路切換弁 (21) を通って室外熱交換器
(23) へ送られる。室外熱交換器 (23) では、流入した冷媒が室外ファン (12)
10 により送られる室外空気と熱交換する。この熱交換により、冷媒が室外空気に対
して放熱する。

室外熱交換器 (23) で放熱した冷媒は、第 2 四路切換弁 (22) を通過し、流入
ポート (36) を通って圧縮・膨張ユニット (30) の膨張機構部 (60) へ流入する。
膨張機構部 (60) では、高圧冷媒が膨張し、その内部エネルギーがシャフト (45)
15 の回転動力に変換される。膨張後の低圧冷媒は、流出ポート (37) を通って圧縮
・膨張ユニット (30) から流出し、第 2 四路切換弁 (22) を通過して室内熱交換器
(24) へ送られる。

室内熱交換器 (24) では、流入した冷媒が室内ファン (14) により送られる室
内空気と熱交換する。この熱交換により、冷媒が室内空気から吸熱して蒸発し、
20 室内空気が冷却される。室内熱交換器 (24) から出た低圧ガス冷媒は、第 1 四路
切換弁 (21) を通過し、吸入ポート (34) を通って圧縮・膨張ユニット (30) の圧
縮機構部 (50) へ吸入される。圧縮機構部 (50) は、吸入した冷媒を圧縮して吐
出する。

《暖房運転》

25 暖房運転時には、第 1 四路切換弁 (21) 及び第 2 四路切換弁 (22) が図 1 に実
線で示す状態に切り換えられる。この状態で圧縮・膨張ユニット (30) の電動機 (4
0) に通電すると、冷媒回路 (20) で冷媒が循環して蒸気圧縮式の冷凍サイクルが
行われる。

圧縮機構部 (50) で圧縮された冷媒は、吐出ポート (35) を通って圧縮・膨張ユ

ニット (30) から吐出される。この状態で、冷媒の圧力は、その臨界圧力よりも高くなっている。この吐出冷媒は、第 1 四路切換弁 (21) を通過して室内熱交換器 (24) へ送られる。室内熱交換器 (24) では、流入した冷媒が室内空気と熱交換する。この熱交換により、冷媒が室内空気へ放熱し、室内空気が加熱される。

5 室内熱交換器 (24) で放熱した冷媒は、第 2 四路切換弁 (22) を通過し、流入ポート (36) を通って圧縮・膨張ユニット (30) の膨張機構部 (60) へ流入する。膨張機構部 (60) では、高圧冷媒が膨張し、その内部エネルギーがシャフト (45) の回転動力に変換される。膨張後の低圧冷媒は、流出ポート (37) を通って圧縮・膨張ユニット (30) から流出し、第 2 四路切換弁 (22) を通過して室外熱交換器
10 (23) へ送られる。

室外熱交換器 (23) では、流入した冷媒が室外空気と熱交換を行い、冷媒が室外空気から吸熱して蒸発する。室外熱交換器 (23) から出た低圧ガス冷媒は、第 1 四路切換弁 (21) を通過し、吸入ポート (34) を通って圧縮・膨張ユニット (30) の圧縮機構部 (50) へ吸入される。圧縮機構部 (50) は、吸入した冷媒を圧縮
15 して吐出する。

《膨張機構部の動作》

膨張機構部 (60) の動作について、図 3～図 11 を参照しながら説明する。尚、図 3 は、大径偏心部 (46) の中心軸に対して垂直な膨張機構部 (60) の断面をシャフト (45) の回転角度 45° 毎に示したものである。また、図 4～図 11 において、各 (a) 図は図 3 における回転角度毎に膨張機構部 (60) の断面を拡大図
20 示したものであり、各 (b) 図は大径偏心部 (46) の中心軸に沿った膨張機構部 (60) の断面を模式的に示したものである。尚、図 4～図 11 において、各 (b) 図では主軸部 (48) の断面の図示を省略している。

膨張室 (62) へ高圧冷媒を導入すると、シャフト (45) が図 3～図 11 の各図
25 における反時計方向へ回転する。

シャフト (45) の回転角度が 0° の時点では、図 3, 図 4 に示すように、流入ポート (36) の終端が大径偏心部 (46) の端面で覆われている。つまり、流入ポート (36) は、大径偏心部 (46) によって塞がれた状態となっている。大径偏心部 (46) の連通路 (70) は、溝状通路 (69) のみに連通している。溝状通路 (69)

は、ピストン（65）と大径偏心部（46）の端面によって覆われており、膨張室（62）に連通しない状態となっている。膨張室（62）は、流出ポート（37）に連通することにより、その全体が低圧側となっている。この時点において、膨張室（62）は流入ポート（36）から遮断された状態となっており、高圧冷媒は膨張室（62）へ流入しない。

シャフト（45）の回転角度が 45° の時点では、図3、図5に示すように、流入ポート（36）が大径偏心部（46）の連通路（70）に連通した状態となる。この連通路（70）は、溝状通路（69）にも連通している。溝状通路（69）は、図3や図5（a）における上端部分がピストン（65）の端面から外れた状態となり、膨張室（62）の高圧側と連通する。この時点において、膨張室（62）が連通路（70）及び溝状通路（69）を介して流入ポート（36）に連通された状態となっており、高圧冷媒が膨張室（62）の高圧側へ流入する。つまり、膨張室（62）への高圧冷媒の導入は、シャフト（45）の回転角度が 0° から 45° に至るまでの間に開始される。

シャフト（45）の回転角度が 90° の時点では、図3、図6に示すように、依然、膨張室（62）が連通路（70）及び溝状通路（69）を介して流入ポート（36）に連通された状態となっている。このため、シャフト（45）の回転角度が 45° から 90° に至るまでの間は、膨張室（62）の高圧側へ高圧冷媒が流入し続ける。

シャフト（45）の回転角度が 135° の時点では、図3、図7に示すように、大径偏心部（46）の連通路（70）が溝状通路（69）及び流入ポート（36）の両方から外れた状態となる。この時点において、膨張室（62）は流入ポート（36）から遮断された状態となっており、高圧冷媒は膨張室（62）へ流入しない。したがって、膨張室（62）への高圧冷媒の導入は、シャフト（45）の回転角度が 90° から 135° に至るまでの間に終了する。

膨張室（62）への高圧冷媒の導入が終了した後は、膨張室（62）の高圧側が閉空間となり、そこへ流入した冷媒が膨張する。つまり、図3や図8～図11の各図に示すように、シャフト（45）が回転して膨張室（62）における高圧側の容積が増大してゆく。また、その間、流出ポート（37）に連通する膨張室（62）の低圧側からは、膨張後の低圧冷媒が流出ポート（37）を通じて排出され続ける。

膨張室（62）における冷媒の膨張は、シャフト（45）の回転角度が 315° から 360° に至るまでの間において、ピストン（65）におけるシリンダ（61）との接触部分が流出ポート（37）に達するまで続く。そして、ピストン（65）におけるシリンダ（61）との接触部分が流出ポート（37）を横切ると、膨張室（62）が流出ポート（37）と連通され、膨張した冷媒の排出が開始される。

ここで、冷凍サイクルの理想的な動作が行われていて、膨張室（62）において過膨張が発生していない場合は、逆止弁（73）は作動しない。このときは、膨張室（62）の容積変化と圧力変化との関係は、図12のグラフに示す状態となる。つまり、高圧流体はa点からb点までの間に膨張室内に供給された後、b点から膨張が開始する。膨張室（62）は高圧流体の導入が停止すると圧力が一旦c点へ急激に下がり、その後の膨張によりd点まで緩やかに圧力が低下していく。そして、膨張室（62）で排出過程が行われた後、a点に戻って次の吸入過程が開始される。このとき、吸入冷媒と排出冷媒の密度比は設計膨張比であり、動力回収効率のよい運転が行われる。

一方、上記冷媒回路（20）では、冷房運転と暖房運転の切り換え、あるいは外気温の変化などにより、図13に示すように高圧圧力や低圧圧力が設計圧力を外れることがある。特に、運転条件の変化により低圧圧力が上昇するなどして、実際の膨張比が設計膨張比よりも小さくなると、膨張機構部（60）の膨張室（62）が流出ポート（37）よりも低い圧力になってしまい、過膨張が発生した状態となる。

この実施形態1では、このようにして膨張室（62）で過膨張が生じる条件になると、流出ポート（37）と膨張室（62）の差圧により、例えば 225° から 270° 以降の位置で上記逆止弁（73）が開く作用が生じる。これにより、流出ポート（37）から膨張室（62）へ冷媒が供給され、膨張室（62）の圧力が冷凍サイクルの低圧圧力まで上昇する。つまり、上記逆止弁（73）を設けない場合は、図13において過膨張の領域を示す面積IIにおいて動力が消費され、膨張機構部（60）の動力回収効率が大幅に低下するのに対して、上記逆止弁（73）を設けたことによって、図14に示すように図13の面積IIに示した動力消費が行われなくなる。したがって、面積Iの分だけは確実に動力回収を行うことができ、面積IIの分の

回収効率低下を防止できる。

－実施形態 1 の効果－

以上説明したように、この実施形態 1 によれば、膨張室 (62) の流体流出側である流出ポート (37) から該膨張室 (62) の膨張過程中間位置へ連通する連絡管 (72) を設け、過膨張が発生したときにこの連絡管 (72) を逆止弁 (73) で開口するようにしているので、膨張室 (62) の圧力を上昇させることにより過膨張の状態を解消できる。したがって、過膨張の状態で冷媒を排出させるのに動力を消費することがなくなり、膨張機構部 (60) による動力回収効率が向上する。そして、動力回収効率が向上するため、圧縮機構部 (50) への無駄な入力を抑え、効率のよい運転を行うことが可能となる。

また、本実施形態 1 では、連絡管 (72) を膨張室 (62) に、上記膨張過程中間位置としてシャフト (45) の回転角度で約 225° の位置において接続している。これに対して、過膨張は、図 13 に示すように、膨張室 (62) の容積変化の半分以上を過ぎた付近で発生する。このことにより、過膨張の発生直後に過膨張状態を解消できる。つまり、上記連絡管 (72) の接続位置が流出ポート (37) に近づくほど、過膨張が発生してから流出側の冷媒が膨張室 (62) に導入されるのに時間がかかり、昇圧動力が必要になるのに対して、本実施形態の接続位置は過膨張の発生直後の位置であるため、動力の回収効率をさらに高められる。

さらに、この実施形態 1 では開閉機構としてスプリングリターン方式の逆止弁 (73) を用いているため、開閉機構の構造を簡単にすることができるとともに、過膨張が生じない運転条件では逆止弁 (73) を確実に閉鎖できるため、連絡管 (72) が本来閉鎖すべき状態で開いてしまうなどの予期しない動作を防止できる。したがって、膨張機の動作の安定化を図ることも可能となる。

また、この実施形態 1 では、冷媒である二酸化炭素 (CO_2) を超臨界状態まで圧縮して行う蒸気圧縮式冷凍サイクルにおいて、例えば暖房運転を基準とする設計をした場合に冷房運転を行うと過膨張が生じやすいのに対して、その過膨張の発生を効果的に防止できる。

(実施形態 2)

本発明の実施形態 2 は、実施形態 1 の流体機械において、図 15 に示すように

膨張機構部（60）の連絡管（72）に逆止弁（73）でなく電磁弁（77）を設けた例である。この実施形態2では、連絡管（72）は一端が流出ポート（37）側に接続されるとともに、他端がシリンダ（61）に直接に接続されて膨張室（62）に連通している。

- 5 上記電磁弁（77）は、実施形態1の逆止弁（73）と同様に、膨張室（62）における過膨張発生時に開口するように構成されている。このため、本実施形態2の空調機（10）には、一般に冷媒回路（20）に設けられる高圧圧力センサ（78a）に加えて、膨張室の圧力を検出する過膨張圧力センサ（78b）が設けられている。そして、該空調機（10）の制御手段（79）は、これらのセンサ（78a, 78b）により検
- 10 出される圧力から過膨張が生じていると判断すると、電磁弁（77）を開き、膨張室（62）の流体流出側の流体を該膨張室（62）の膨張過程中間位置へ導入する。

この実施形態2において、その他の部分は実施形態1と同様に構成されている。

- 本実施形態2においては、過膨張が発生したときには、連絡管（72）の電磁弁（77）を開くことにより、膨張室（62）の冷媒の圧力を上昇させて過膨張の状態
- 15 を解消できる。過膨張の解消は、実施形態1と同様に図14にしたがって行われる。そして、この場合も、過膨張の冷媒を排出させるのに動力を消費しないため、膨張機構部（60）による動力回収効率が向上する。また、動力回収効率が向上するため、圧縮機構部（50）への無駄な入力を抑え、効率のよい運転を行うことも可能である。

20 （実施形態3）

本発明の実施形態3は、流出ポート（37）と膨張室（62）の膨張過程中間位置とを連通する連絡通路の構成を実施形態1，2とは変更した例である。

- 実施形態1，2では連絡通路として連絡管（72）を設ける例について説明したが、この実施形態3では、図16（a），図16（b）に示すように、連絡通路（80）が、膨張機構部（60）の構成部材であるシリンダ（61）の内部に形成されている。この連絡通路（80）として、シリンダ（61）のリアヘッド（64）側の面には第1凹陷部（81）が形成され、フロントヘッド（63）側の面には第2凹陷部（82）が形成されている。また、該シリンダ（61）には、第1凹陷部（81）と第2凹陷部（82）とを連通する連通孔（83）と、流出ポート（37）と第1凹陷部（81）と
- 25

を連通する第1連通溝(84)と、第2凹陷部(82)と膨張室(62)とを連通する第2連通溝(85)とが形成されている。第1連通溝(84)は流出側連通孔(86)を介して流出ポート(37)に連通している。

5 上記第1凹陷部(81)は、シリンダ(61)のリアヘッド(64)側の面に開口する一方、シリンダ(61)にリアヘッド(64)を装着することによりその開口部が閉塞される。また、上記第2凹陷部(82)は、シリンダ(61)のフロントヘッド(63)側の面に開口しており、該シリンダ(61)にフロントヘッド(63)を装着することによりその開口部が閉塞される。

10 上記第2凹陷部(82)は、図の上下方向に細長い長穴形状に形成され、その長径線が、シャフト(45)の回転角度が 0° または 180° の状態のブレード(66)とほぼ平行になるように設計されている。上記連通孔(83)は、第2凹陷部(82)における図の上端部側に形成され、第2連通溝(85)は、第2凹陷部(82)における図の下端部側に形成されている。第2連通溝(85)は、シャフトの回転角度で表すと、約 225° の位置において膨張室(62)に連通している。

15 第2凹陷部(82)には逆止弁(87)が設けられている。該逆止弁(87)は可撓性のある薄い板状に形成されたリード弁(88)により構成されている。該リード弁(88)は、上記第2凹陷部(82)における連通孔(83)と反対側の端部(下側端部)においてシリンダ(61)に固定され、連通孔(83)側の端部(上側端部)において該連通孔(83)を開閉できるようになっている。上記リード弁(88)は、
20 弁押さえ(89)とともにシリンダ(61)に固定されている。この弁押さえ(89)は、図の下端部が第2凹陷部(82)内でシリンダに固定される一方、上端部がシリンダ(61)から離れている。この弁押さえ(89)により、リード弁(88)の可動範囲が定められている。

25 この実施形態3においても、連絡通路(80)の機能は実施形態1, 2と同じである。つまり、空調機(10)が設計膨張比で運転されているときは、膨張機構部(60)の流出ポート(37)と膨張室(62)との間に差圧は発生せず、逆止弁(87)は閉じた状態となっている。そして、膨張室(62)の容積変化に伴う冷媒の圧力変化と、冷凍サイクルにおける実際の冷媒圧力とが一致し、運転が図12に示す理想的な状態で行われて、効率のよい動力回収が行われる。

一方、運転条件が変動して膨張室（62）で過膨張が発生する状態になると、膨張室（62）内の圧力が流出ポート（37）よりも下がり、逆止弁（87）が差圧によって開口する。そのため、流出側の冷媒が膨張室（62）内に導入されて該膨張室（62）の圧力が上昇し、過膨張の状態が解消される。したがって、この場合にも
5 実施形態 1，2 と同様に動力回収効率が向上するため、圧縮機構部（60）への無駄な入力を減らし、効率のよい運転を行うことが可能となる。

（実施形態 4）

本発明の実施形態 4 は、上記実施形態 1 において膨張機構部（60）の構成を変更したものである。具体的には、上記実施形態 1 の膨張機構部（60）が揺動ピストン型に構成されているのに対し、本実施形態の膨張機構部（60）は、ローリン
10 グピストン型に構成されている。ここでは、本実施形態の膨張機構部（60）について、上記実施形態 1 と異なる点を説明する。

図 17 に示すように、本実施形態において、ブレード（66）は、ピストン（65）と別体に形成されている。つまり、本実施形態のピストン（65）は、単純な円環状あるいは円筒状に形成されている。また、本実施形態のシリンダ（61）には、
15 ブレード溝（68）が形成されている。

上記ブレード（66）は、シリンダ（61）のブレード溝（68）に、進退自在な状態で設けられている。また、ブレード（66）は、図外の本ネによって付勢され、その先端（図 17 における下端）がピストン（65）の外周面に押し付けられている。図 18 に順次示すように、シリンダ（61）内でピストン（65）が移動しても、
20 このブレード（66）は、ブレード溝（68）に沿って同図の上下に移動し、その先端がピストン（65）と接した状態に保たれる。そして、ブレード（66）の先端をピストン（65）の周側面に押し付けることで、膨張室（62）が高圧側と低圧側に仕切られる。

この実施形態 4 においても、流出ポート（37）と膨張室（62）の膨張過程中間位置とが連絡管（72）により接続され、連絡管（72）には逆止弁（73）が設けられている。従って、過膨張の発生する低膨張比条件では流出ポート（37）側の冷媒が膨張室（62）内に導入されるので、上記各実施形態と同様に過膨張を解消して動力回収効率を高められる。
25

(実施形態 5)

本発明の実施形態 5 は、圧縮・膨張ユニットの構成を上記各実施形態とは変更した例である。この圧縮・膨張ユニットは、実施形態 1 と同様の冷媒回路に用いられる。

- 5 図 19 に示すように、この圧縮・膨張ユニット (100) では、縦長で円筒形の密閉容器であるケーシング (101) の内部に、電動機 (110)、圧縮機構部 (120)、及び膨張機構部 (130) が収納されている。この圧縮・膨張ユニット (100) では、電動機 (110) がケーシング (101) の中央部に配置され、電動機 (110) の下方に圧縮機構部 (120) が、電動機 (110) の上方に膨張機構部 (130) が配置されている。
- 10 上記電動機 (110) は、ケーシング (101) に固定されたステータ (111) と、該ステータ (111) に対して回転可能なロータ (112) とから構成され、ロータ (112) にシャフト (115) が連結されている。そして、シャフト (115) の下端部が圧縮機構部 (120) に連結され、シャフト (115) の上端部が膨張機構部 (130) に連結されている。
- 15 上記圧縮機構部 (120) には、揺動ピストン式の圧縮機構が採用されている。この圧縮機構部 (120) は第 1 圧縮機構 (120A) 及び第 2 圧縮機構 (120B) から構成され、第 1 圧縮機構 (120A) と第 2 圧縮機構 (120B) とが上下 2 段に配置されている。この圧縮機構部 (120) は、フロントヘッドを構成する下部フレーム (121)、第 1 シリンダ (122)、中間プレート (123)、第 2 シリンダ (124)、リアヘッド (125) が上方から下方へ順に積層され、下部フレーム (121) がケーシング (101) に固定されている。
- 20 上記シャフト (115) は下部フレーム (121) とリアヘッド (125) に回転自在に保持されている。また、シャフト (115) には、第 1 シリンダ (122) に対応する位置に第 1 大径偏心部 (116) が形成され、第 2 シリンダ (124) に対応する位置に第 2 大径偏心部 (117) が形成されている。第 1 大径偏心部 (116) と第 2 大径偏心部 (117) は、偏心方向が互いに 180° の位相差となるように形成されていて、シャフト (115) の回転時のバランスがとられるようになっている。
- 25 第 1 大径偏心部 (116) には第 1 ピストン (126) が装着されている。この第 1 ピストン (126) は、図 4 で説明したのと同様のブレードとブッシュを介して第 1

シリンダ（122）に揺動自在に保持され、その外周面が第 1 シリンダ（122）の内周面に実質的に摺接するように構成されている。また、第 2 大径偏心部（117）には第 2 ピストン（127）が装着されている。この第 2 ピストン（127）は、同じくブレードとプッシュを介して第 2 シリンダ（124）に揺動自在に保持され、その外周面が第 2 シリンダ（124）の内周面に実質的に摺接するように構成されている。

第 1 シリンダ（122）及び第 2 シリンダ（124）にはそれぞれ吸入ポート（104A, 104B）が形成されている。各吸入ポート（104A, 104B）は、それぞれ、シリンダ（122, 124）とピストン（126, 127）の間に形成される圧縮室（128A, 128B）の吸入側に連通している。また、第 1 シリンダ（122）及び第 2 シリンダ（124）には、図示していないが、上記圧縮室（128A, 128B）の吐出側から吐出弁を介してケーシング（101）の内部空間に連通する吐出口が形成されている。一方、ケーシング（101）における電動機（110）の上方位置には吐出ポートである吐出管（105）が固定され、ケーシング（101）内に充填する高圧の冷媒が該吐出管（105）から冷媒回路へ吐出されるようになっている。

上記膨張機構部（130）は、スクロール式膨張機構により構成されている。この膨張機構部（130）は、拡大断面図である図 20 に示しているように、ケーシング（101）に固定された上部フレーム（131）と、上部フレーム（131）に固定された固定スクロール（132）と、上部フレーム（131）にオルダムリング（133）を介して保持された可動スクロール（134）とを備えている。固定スクロール（132）と可動スクロール（134）は互いに噛み合うラップ（135, 136）を有し、両ラップ（135, 136）の間に渦巻き状の膨張室（137）が形成されている。固定スクロール（132）には、膨張室（137）の径方向内側端部に連通する流入ポート（106）と、膨張室（137）の径方向外側端部に連通する流出ポート（107）とが形成されている。

上記シャフト（115）の上端にはスクロール連結部（118）が形成され、該スクロール連結部（118）にはシャフト（115）の回転中心から偏心した位置に連結孔（119）が形成されている。可動スクロール（134）の下面には連結軸（138）が形成され、該連結軸（138）はスクロール連結部（118）の連結孔（119）に回転自在に支持されている。また、スクロール連結部（118）は上部フレーム（131）に回転自在に支持されている。

固定スクロール (132) には、膨張室 (137) の流体流出側である流出ポート (107) と該膨張室 (137) の膨張過程中間位置とに連通する連絡通路 (140) が形成されている。ここでいう膨張過程中間位置は、渦巻き状に形成される膨張室 (137) の径方向内側端と外側端との間の位置である。また、この連絡通路 (140) には、膨張室 (62, 137) における過膨張発生時に開口する開閉機構 (145) が設けられている。

開閉機構 (145) は、リード弁 (146) を用いた逆止弁により構成されている。リード弁 (146) は膨張室 (137) と流入ポート (106) に差圧がないときは上記連絡通路 (140) を閉塞する一方、膨張室 (137) の圧力が下がって流入ポート (106) との差圧が所定値を越えると開放されるように構成されている。このリード弁 (146) は、弁押さえ (147) により可動範囲が定められている。

この実施形態 5 における膨張機構部 (130) の動作について説明する。

まず、上記膨張室 (137) に高圧冷媒が流入すると、可動スクロール (134) は、オルダムリング (133) により自転を禁止されているため、シャフト (115) の回転中心からの偏心量を旋回半径とする周回軌道上で、自転をせずに公転動作のみを行う。このことにより膨張室 (137) の容積が変化し、冷媒が所定の低圧圧力まで膨張する。冷媒は、可動スクロール (134) がさらに公転動作をするのに伴い、流出ポート (107) から排出される。

この実施形態においても、冷凍サイクルが設計膨張比で動作しているときは、膨張室 (137) と流出ポート (107) に差圧は発生せず、リード弁 (146) は閉鎖している。一方、運転条件が変化して過膨張が発生する状態になると、流出ポート (107) 側の圧力よりも膨張室 (137) 内の圧力が下がる。そうすると、上記リード弁 (146) が流出ポート (107) と膨張室 (137) との差圧により開口して、流出側の冷媒が膨張過程中間位置の膨張室 (137) に供給される。このことにより、膨張室 (137) の圧力が流出側の圧力まで上昇する。したがって、上記各実施形態で説明したのと同様に、図 13 の面積 II における動力損失が発生しなくなる。これにより、図 14 に従った運転動作が行われることとなり、運転効率が向上する。

(その他の実施形態)

本発明は、上記実施形態について、以下のような構成としてもよい。

例えば、上記実施形態 1～3 では、膨張機構部 (60) のフロントヘッド (63) 側に流入ポート (36) を形成した例について説明したが、流入ポート (36) はリアヘッド (64) 側に設けてもよい。また、これらの実施形態では、高圧冷媒を膨張室 (137) に導入するために、シャフト (45) に設けた大径偏心部 (46) の端面の連通路 (70) と、フロントヘッド (63) の内面に設けた溝状通路 (69) とを介して、流入ポート (36) と膨張室 (62) とを連通させるようにしているが、このような構成も適宜変更してもよい。

また、上記各実施形態では、膨張機構部 (60, 130) と圧縮機構部 (50, 120) と電動機 (40, 110) とを 1 つのケーシング (31, 101) 内に備えた圧縮・膨張ユニット (30, 100) について説明したが、本発明は、圧縮機と別体に形成した膨張機に適用してもよい。

要するに、本発明では、膨張機構 (60, 130) の流体流出側と膨張室 (62, 137) の中間位置とを連通する連絡通路 (72, 80, 140) を設け、この連絡通路 (72, 80, 140) を過膨張の発生条件において開く構成にしている限り、その他の構成は適宜変更してもよい。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明は、容積型膨張機及び流体機械に対して有用である。

請求の範囲

1. 膨張室 (62, 137) に供給された高圧流体が膨張することにより動力が発生する膨張機構 (60, 130) を備えた容積型膨張機であって、

- 5 上記膨張室 (62, 137) の流体流出側から膨張過程中間位置へ連通する連絡通路 (72, 80, 140) を備え、

該連絡通路 (72, 80, 140) に開閉機構 (73, 77, 87, 145) が設けられていることを特徴とする容積型膨張機。

- 10 2. 請求項 1 に記載の容積型膨張機において、

開閉機構 (73, 87, 145) が、膨張室 (62, 137) の流体流出側から膨張過程中間位置へ向かう流体の流通を許容する一方、該膨張過程中間位置から流体流出側への流体の流通を禁止する逆止弁により構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

- 15 3. 請求項 2 に記載の容積型膨張機において、

逆止弁 (73, 87, 145) は、スプリングリターン式の逆止弁であり、かつ、膨張室 (62, 137) の膨張過程中間位置における流体の圧力が流体流出側の圧力よりも所定値以上に低下すると開口するように構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

20

4. 請求項 1 に記載の容積型膨張機において、

開閉機構 (77) は、膨張室 (62) の膨張過程中間位置における流体の圧力が流体流出側の圧力よりも所定値以上に低下すると開口する電磁弁により構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

25

5. 請求項 1 から 4 のいずれか 1 に記載の容積型膨張機において、

連絡通路 (80, 140) が、膨張機構 (60, 130) を構成する構成部材 (61, 132) の内部を通過するように形成されていることを特徴とする容積型膨張機。

6. 請求項 1 から 4 のいずれか 1 に記載の容積型膨張機において、
膨張機構 (60, 130) が蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うように構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

5 7. 請求項 1 から 4 のいずれか 1 に記載の容積型膨張機において、
膨張機構 (60, 130) は、高圧圧力が超臨界圧となる蒸気圧縮式冷凍サイクルの膨張行程を行うように構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

8. 請求項 1 から 4 のいずれか 1 に記載の容積型膨張機において、
10 膨張機構 (60, 130) が回転式の膨張機構であり、
流体の膨張により回転動力を回収するように構成されていることを特徴とする容積型膨張機。

9. ケーシング (31, 101) 内に、容積型膨張機 (60, 130) と、電動機 (40, 110)
15 と、上記容積型膨張機 (60, 130) 及び電動機 (40, 110) により駆動されて流体を圧縮する圧縮機 (50, 120) とを備えた流体機械であって、
容積型膨張機 (60, 130) が、請求項 8 に記載の容積型膨張機により構成されていることを特徴とする流体機械。

3/20

FIG. 3

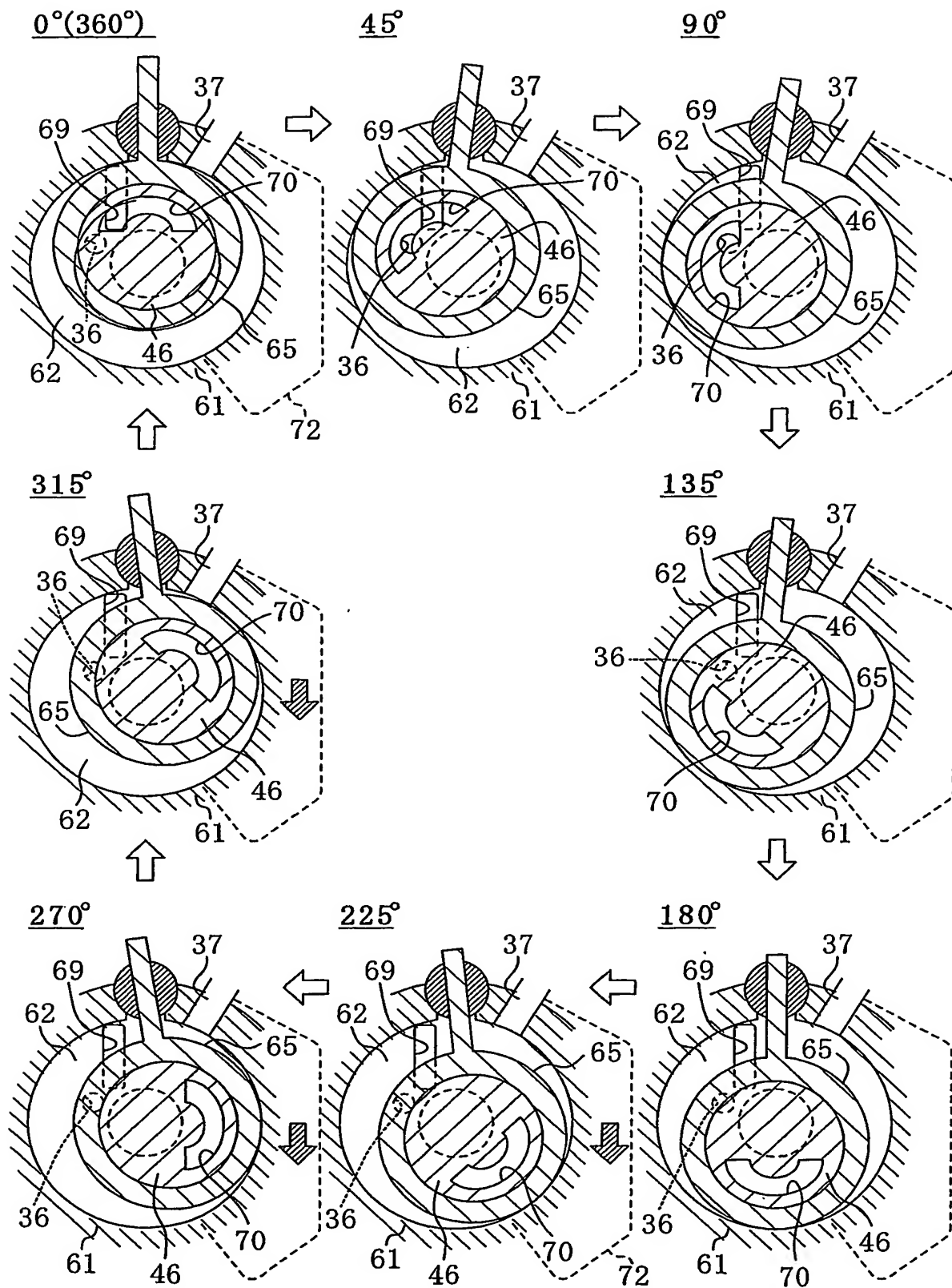
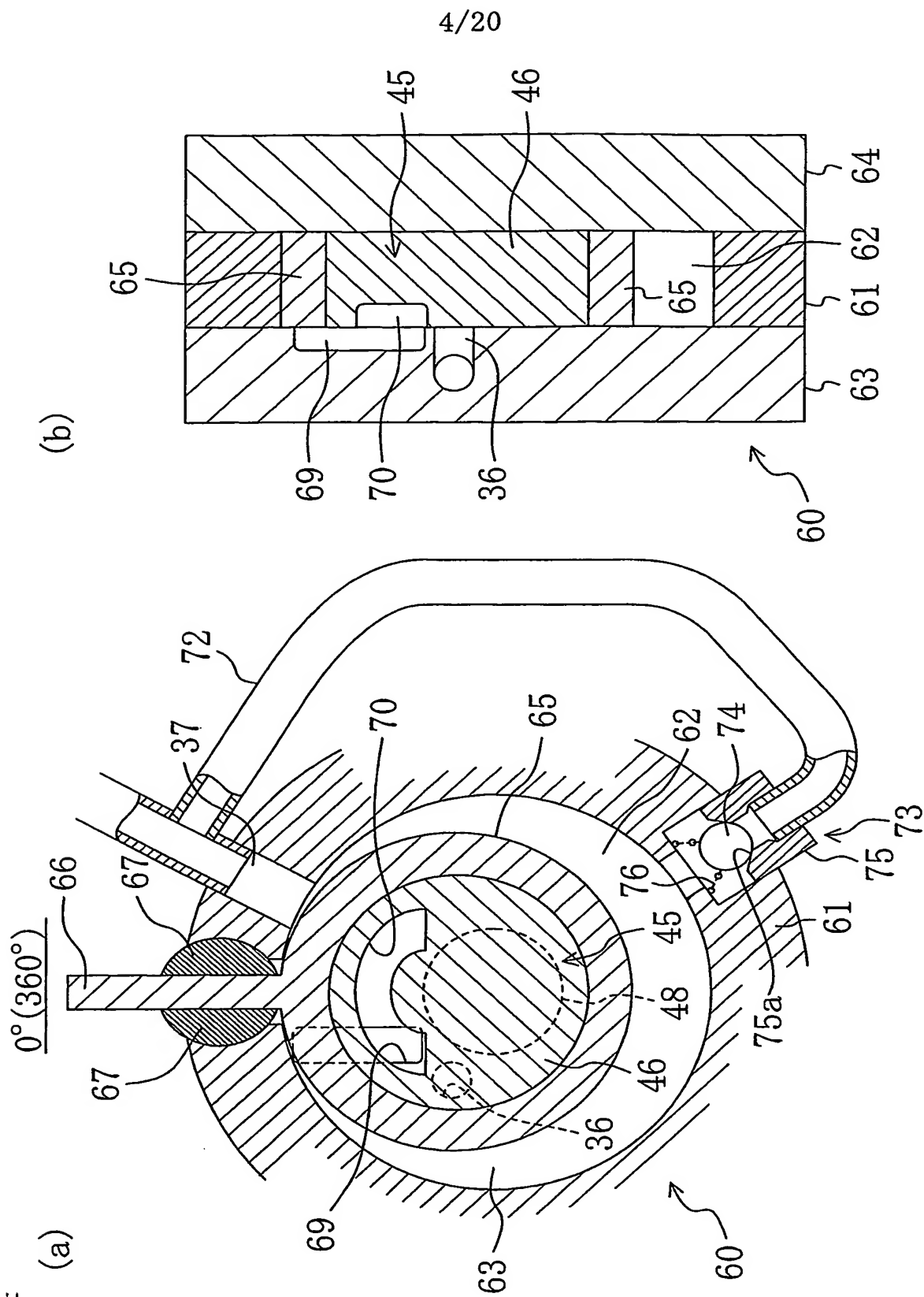


FIG. 4



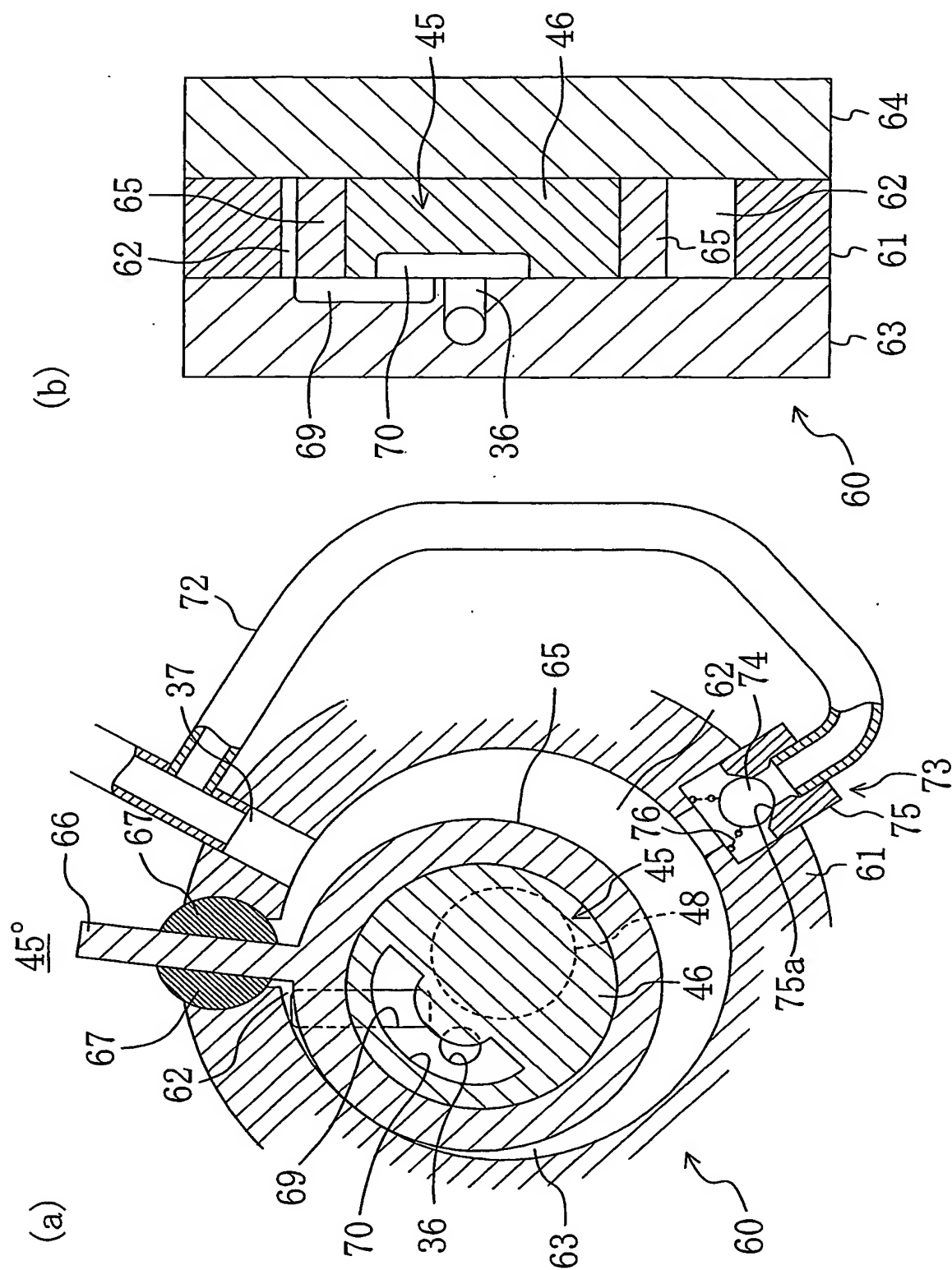


FIG. 5

6/20

FIG. 6

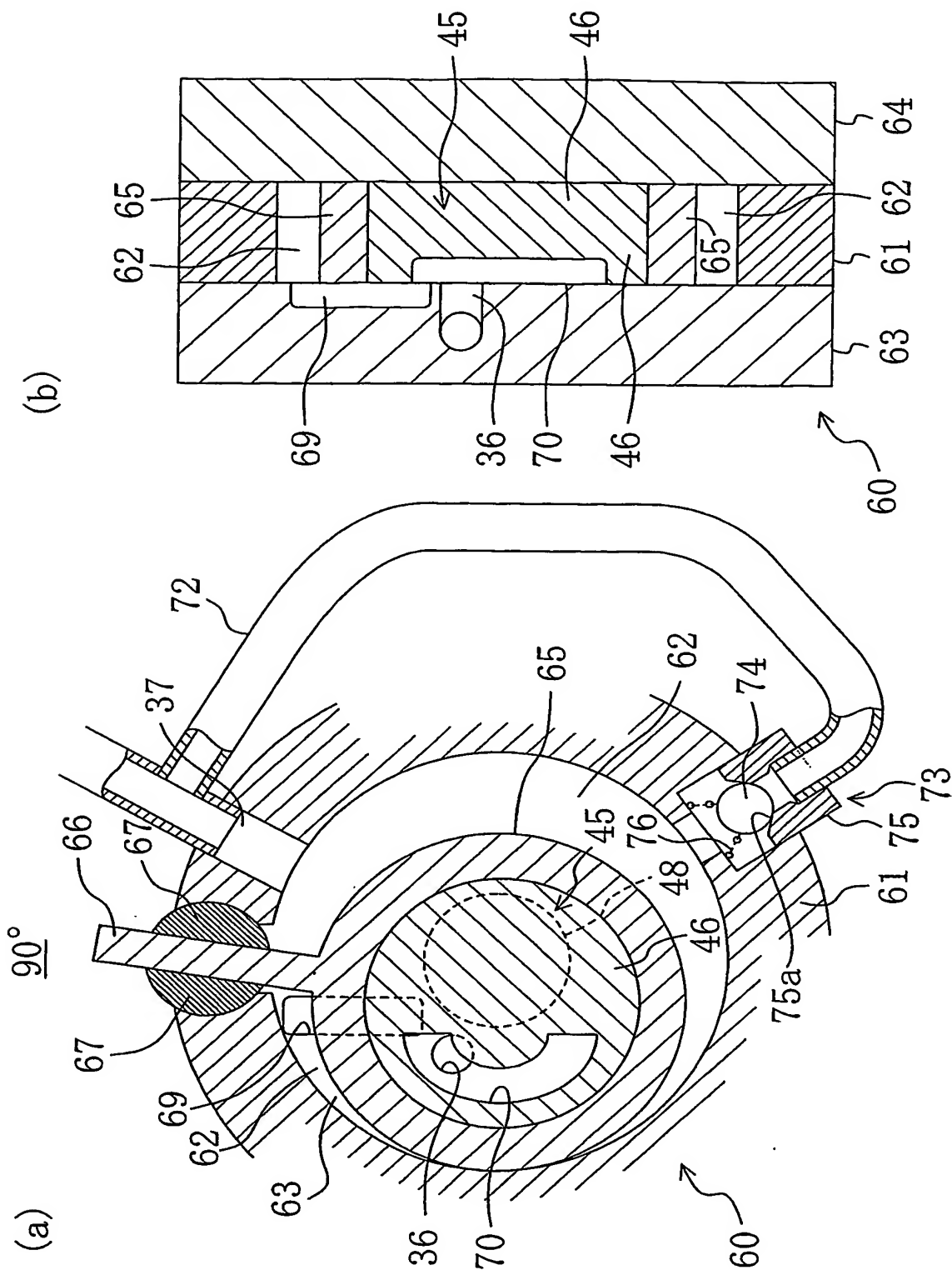


FIG. 7

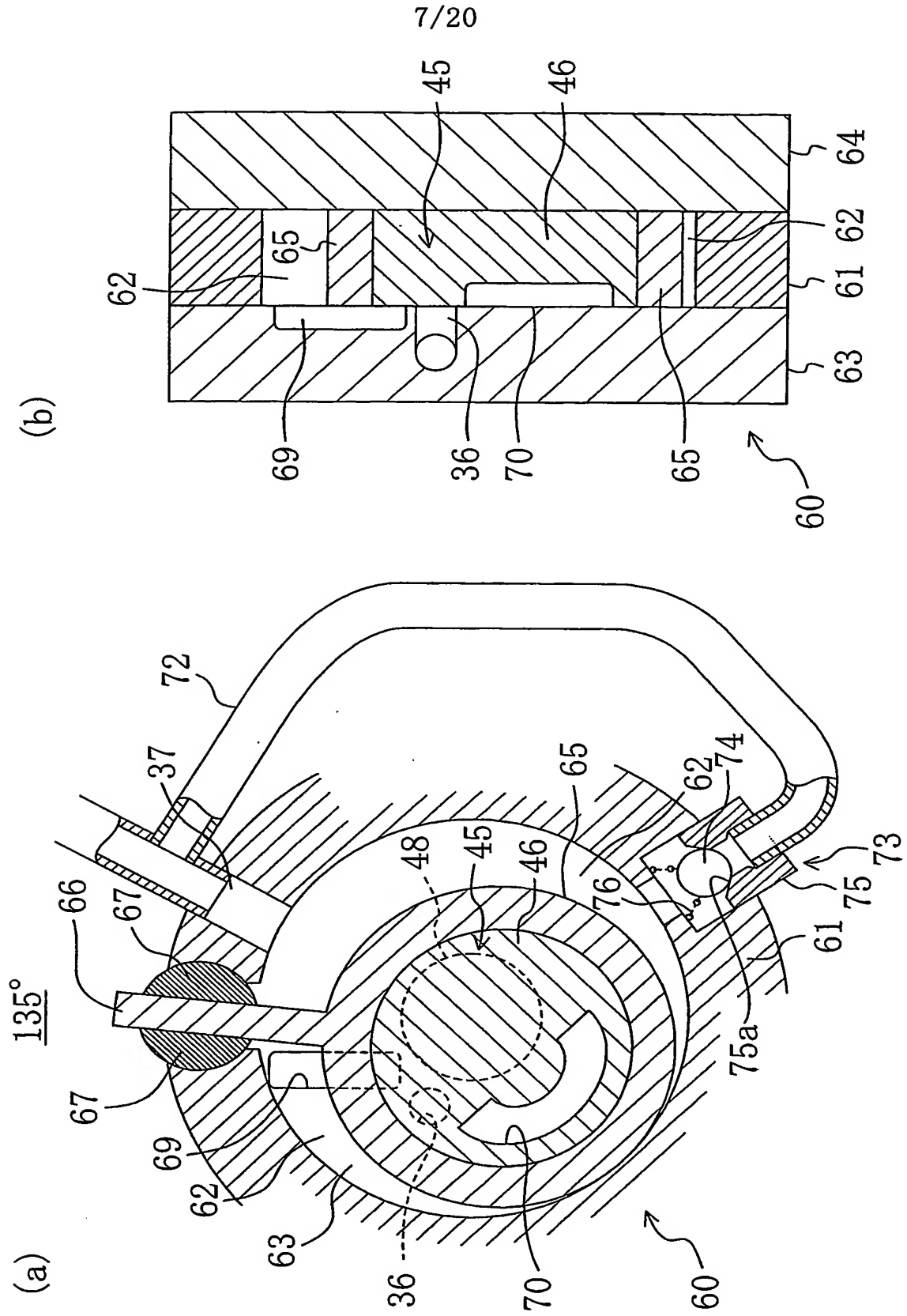
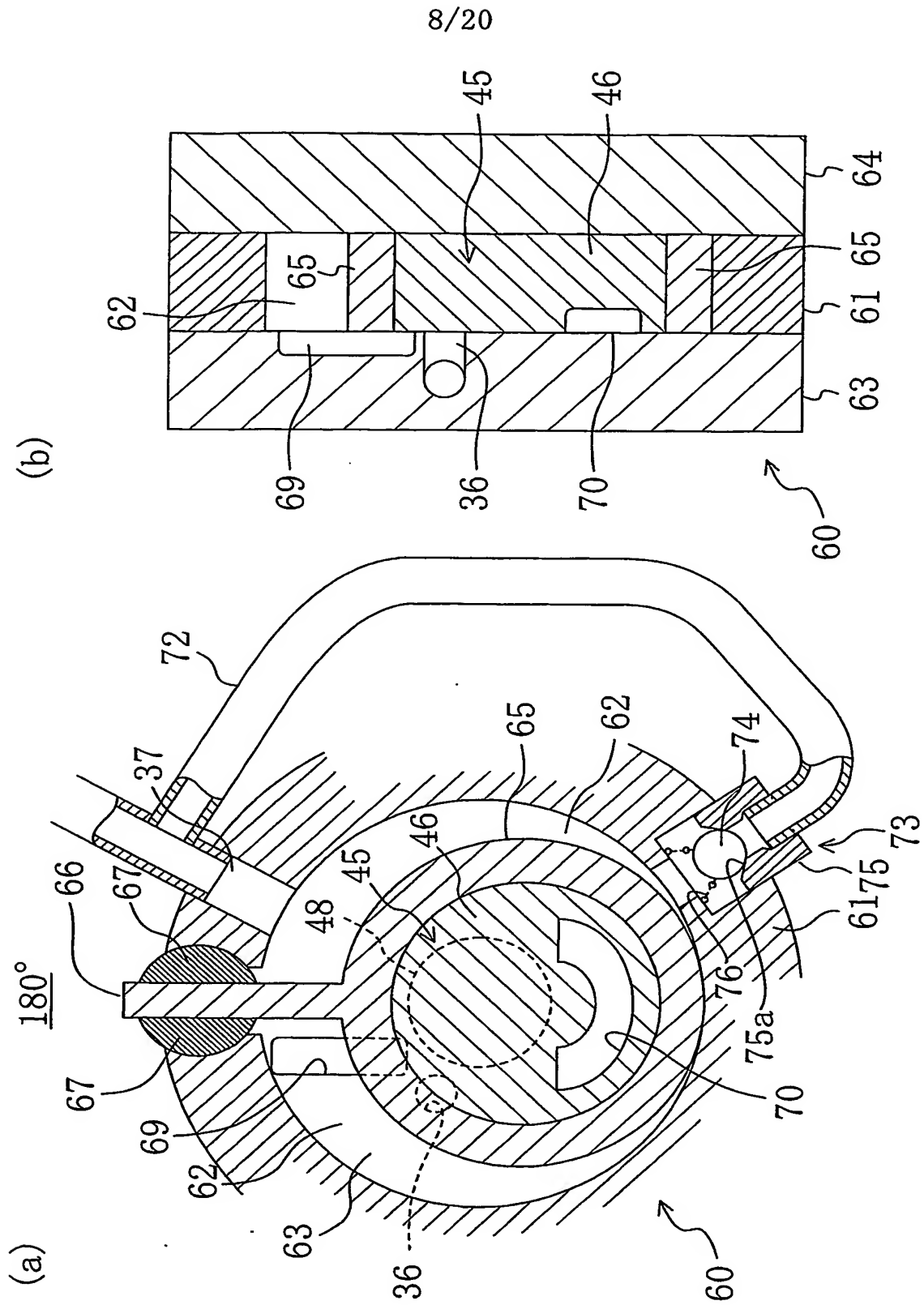


FIG. 8



9/20

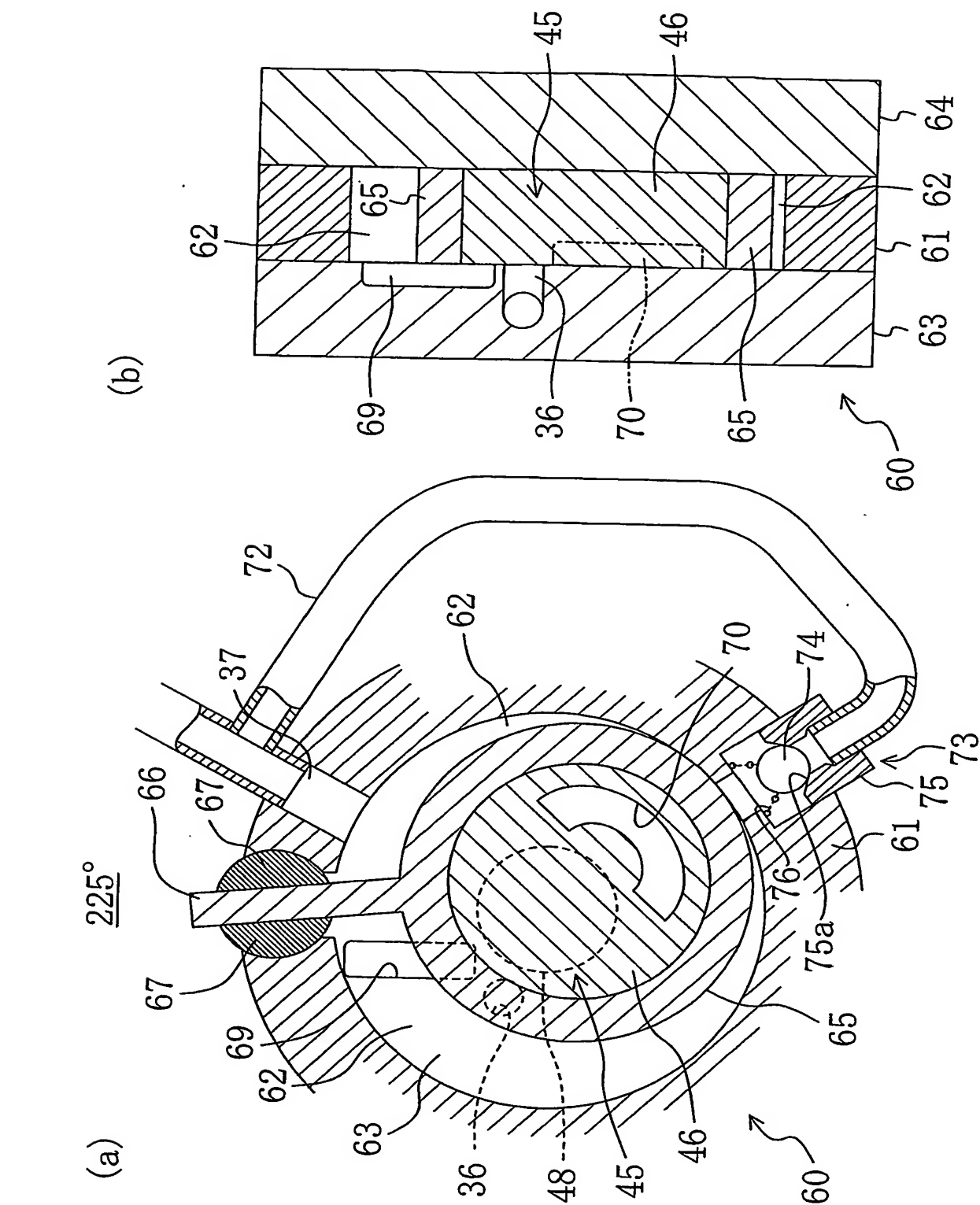
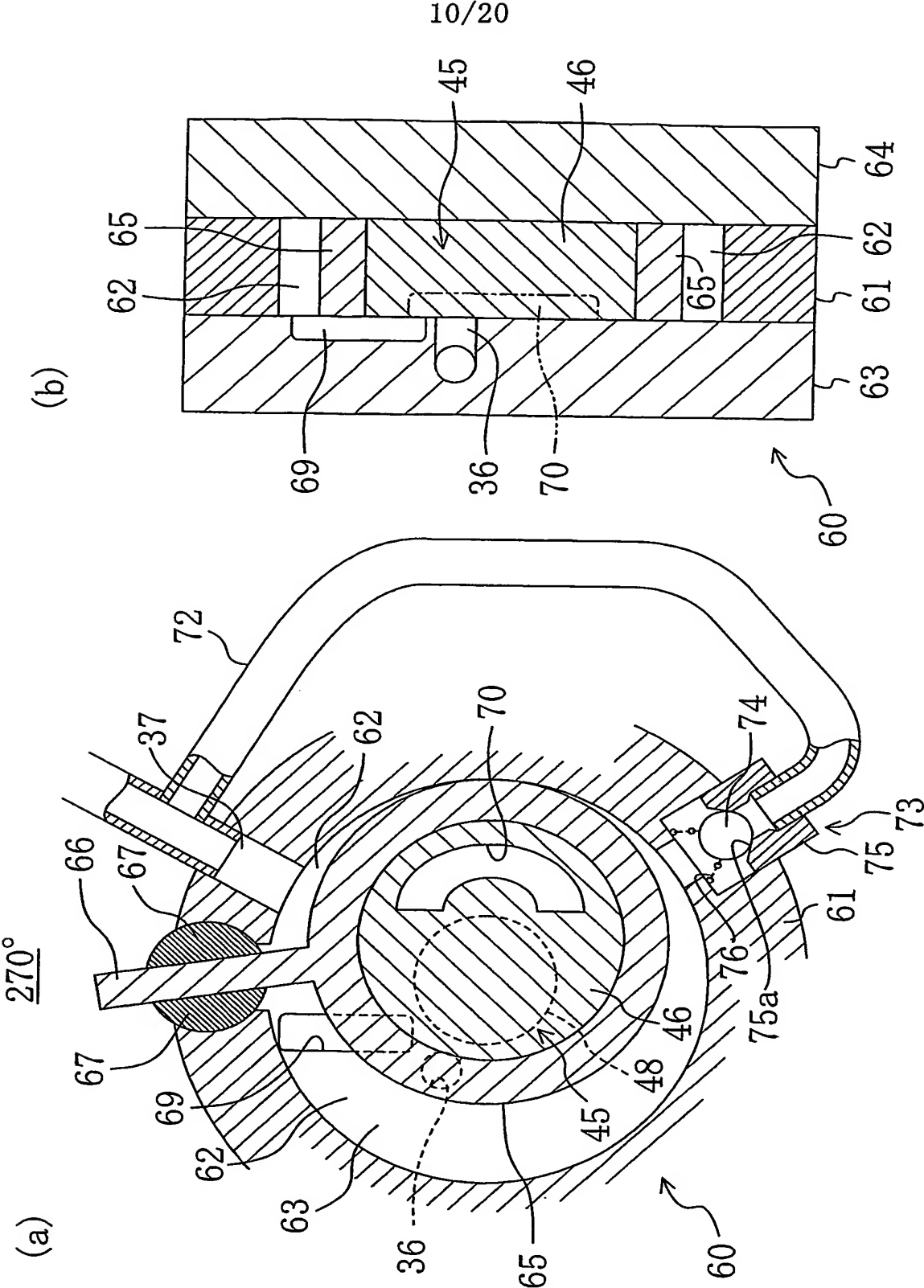
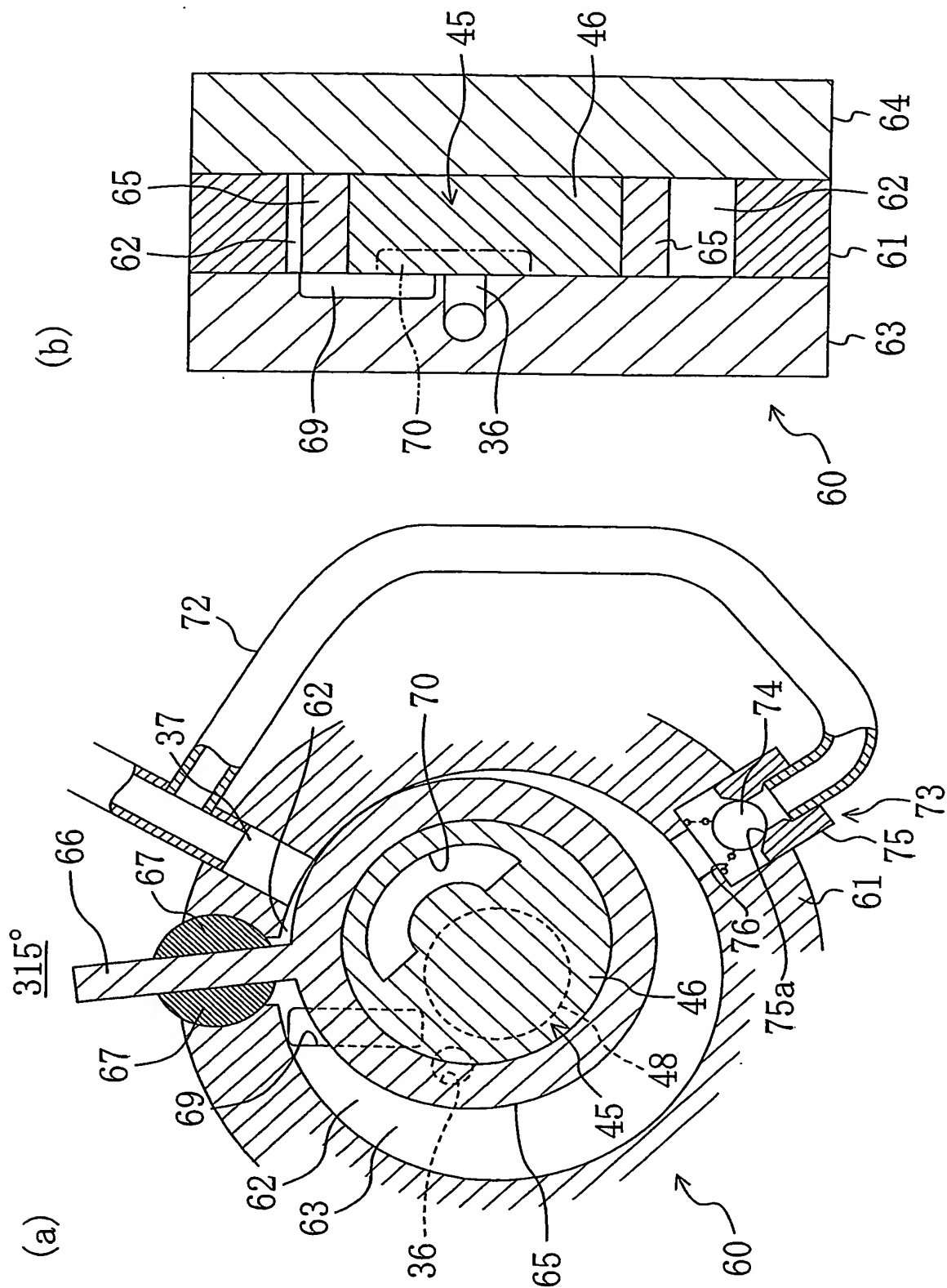


FIG. 10



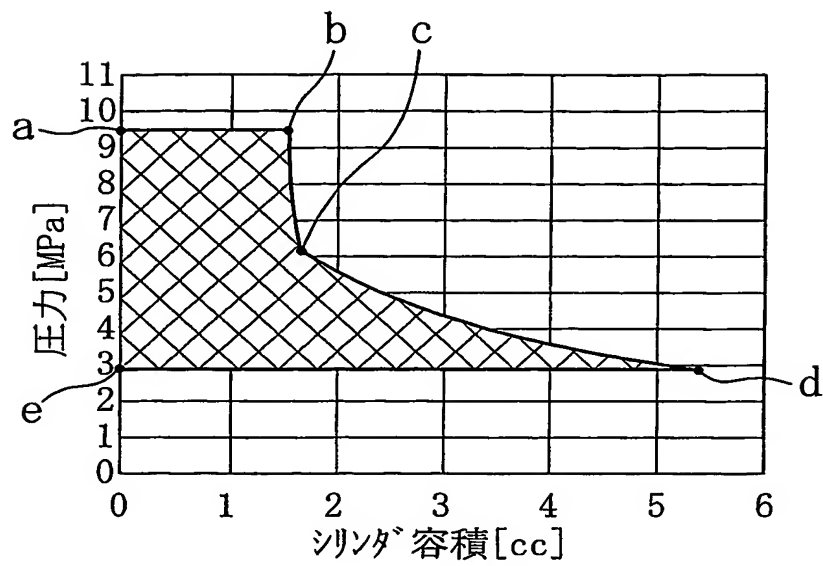
11/20

FIG. 11



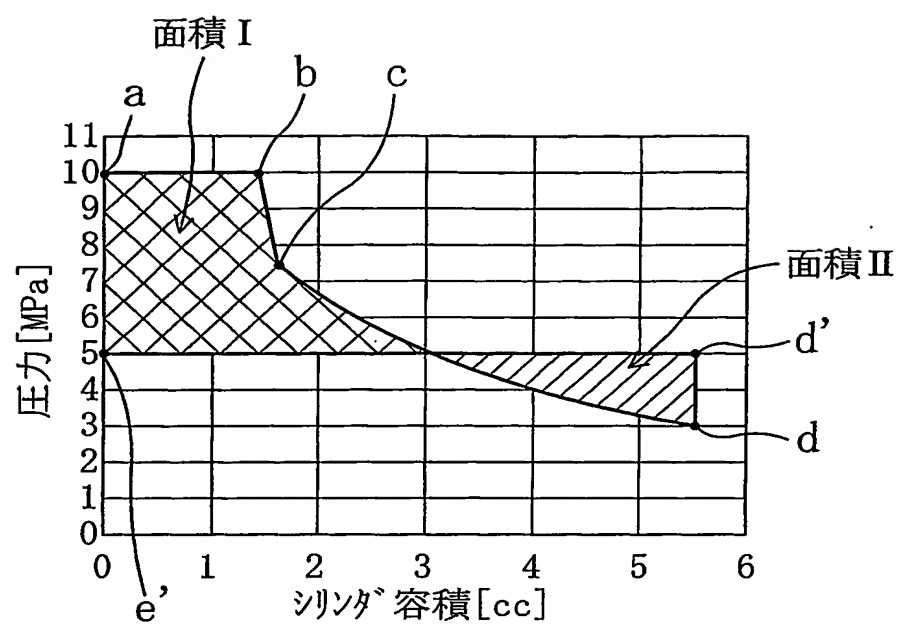
12/20

FIG. 12



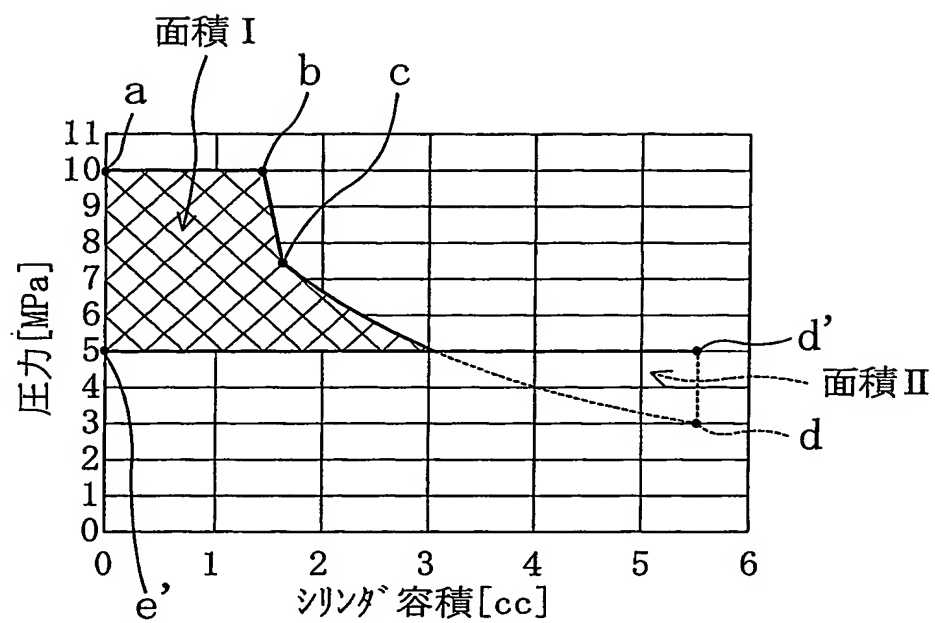
13/20

FIG. 13



14/20

FIG. 14



15/20

FIG. 15

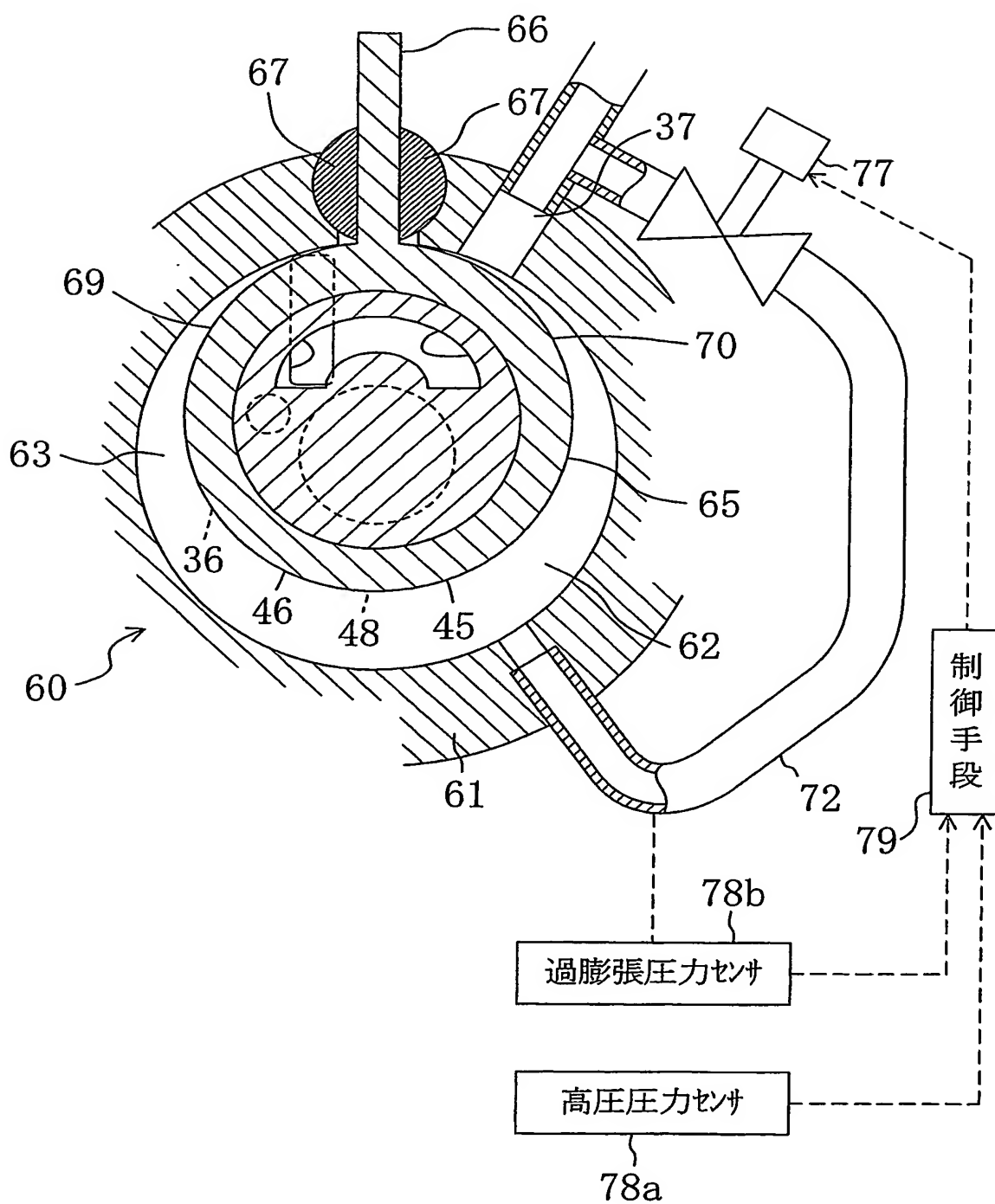
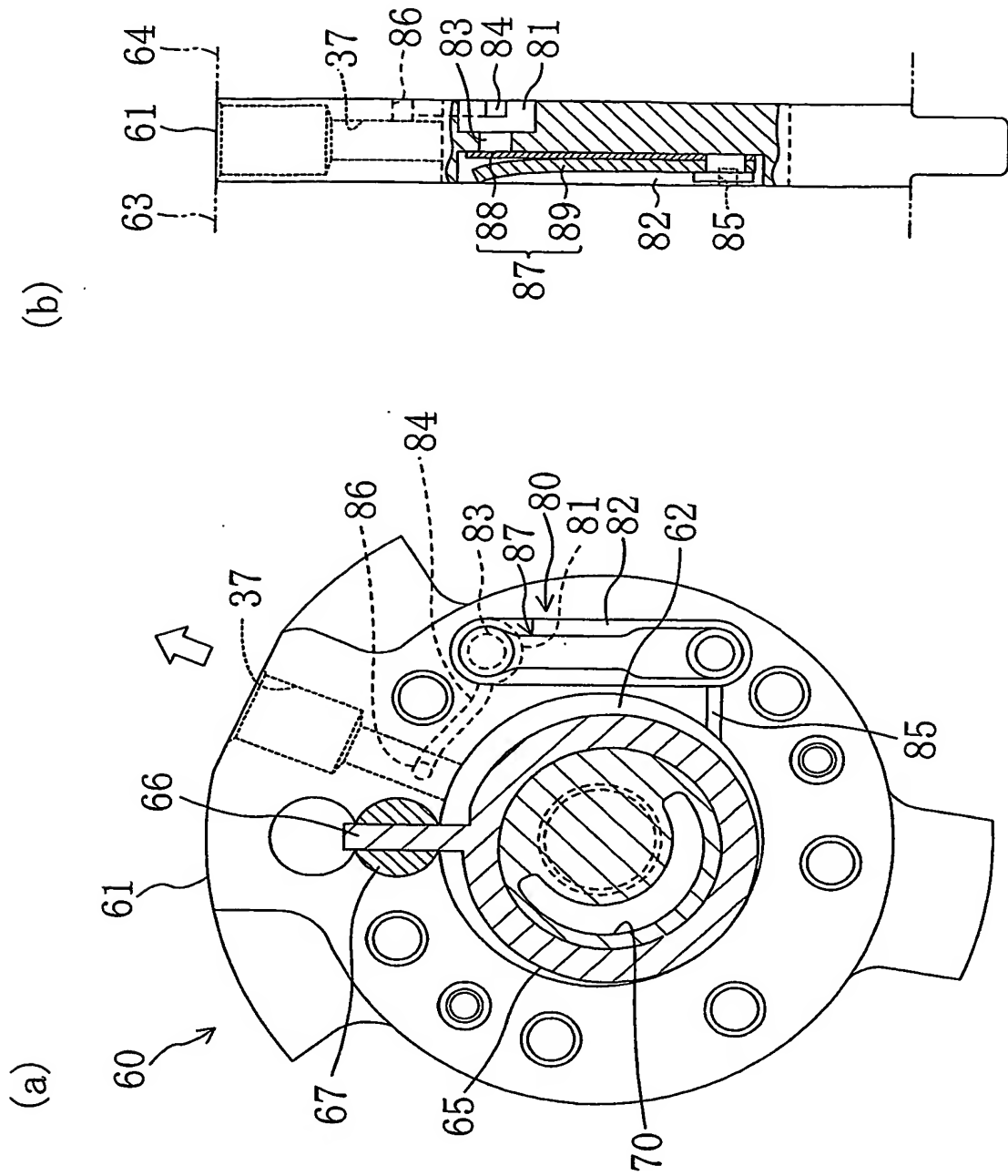
0° (360°)

FIG. 16



17/20

FIG. 17

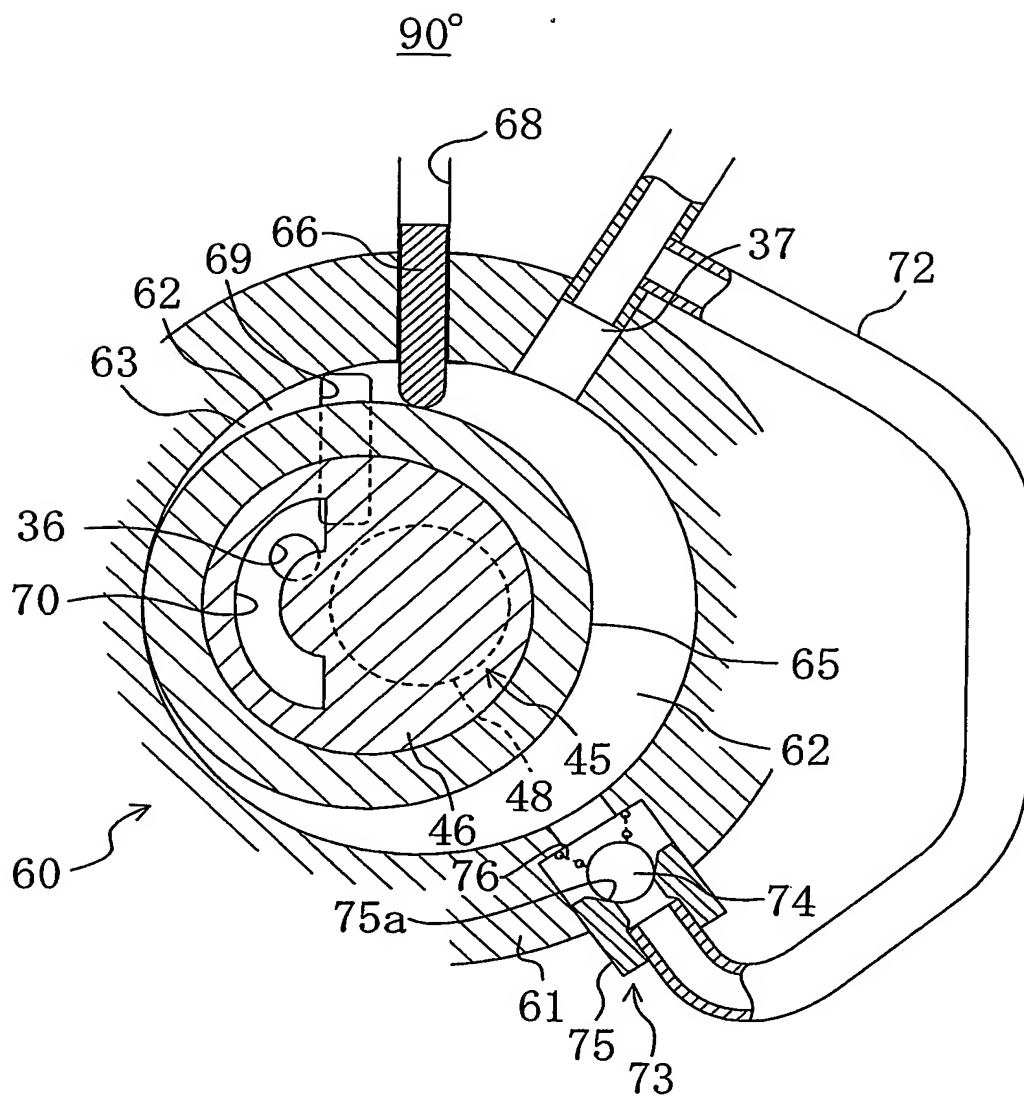
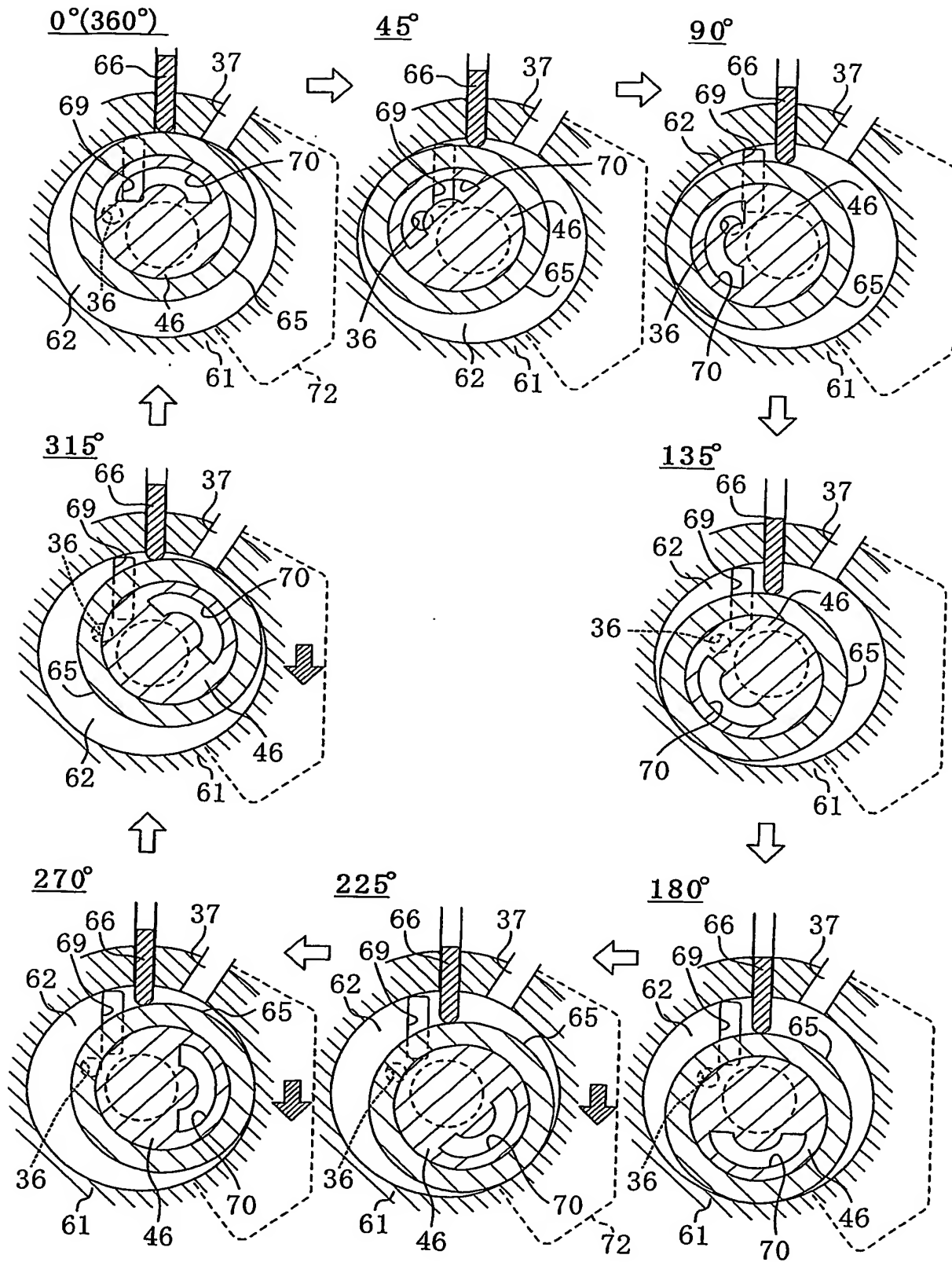


FIG. 18



19/20

FIG. 19

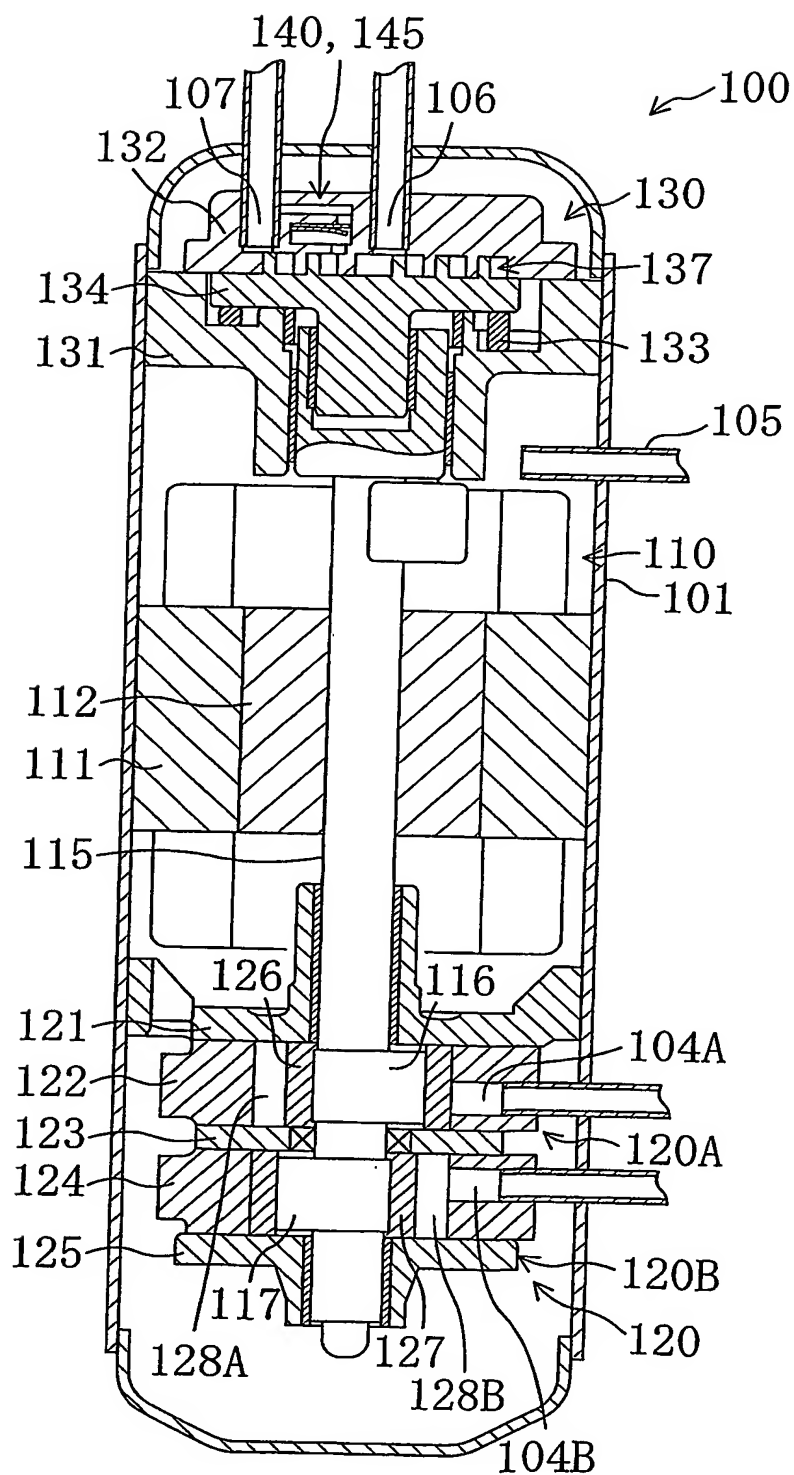
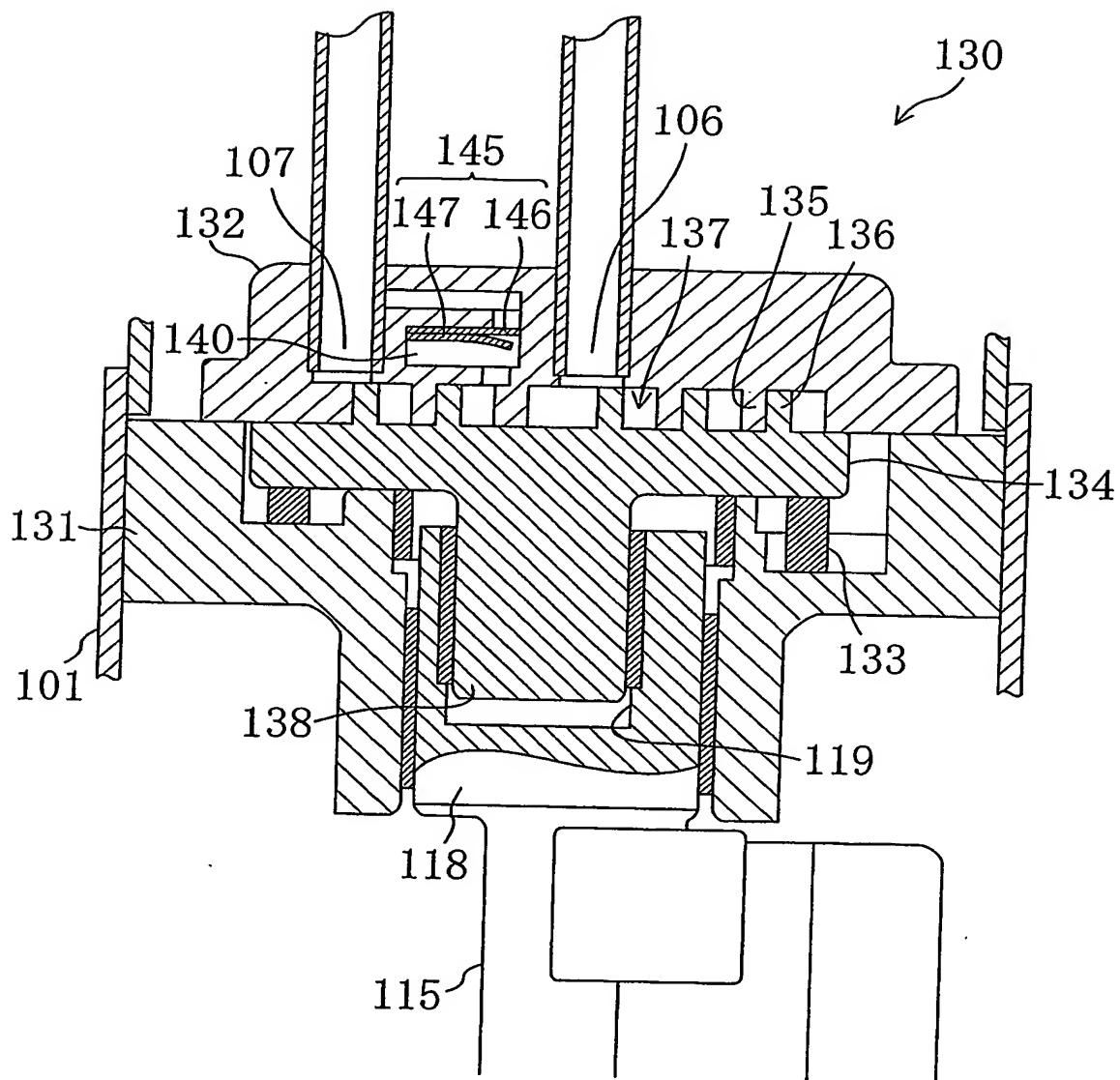


FIG. 20



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP03/15492

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F01C21/12, F01C1/356

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁷ F01C, F01K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2000-227080 A. (Nippon Soken, Inc., Toyota Motor Corp.), 15 August, 2000 (15.08.00), Full text; Figs. 5, 9 (Family: none)	1-3, 5, 8, 9 4
Y	JP 63-201303 A (Fuji Electric Co., Ltd.), 19 August, 1988 (19.08.88), Page 3, lower right column, line 13; Fig. 2 (Family: none)	4
Y	JP 56-077502 A (Tokyo Shibaura Electric Co., Ltd.), 25 June, 1981 (25.06.81), Page 2, lower left column, lines 7 to 9; Fig. 1 (Family: none)	7

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C. ☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed
 "I" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
09 February, 2004 (09.02.04)

Date of mailing of the international search report
24 February, 2004 (24.02.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP03/15492

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 58-048706 A (Tokyo Shibaura Electric Co., Ltd.), 22 March, 1983 (22.03.83), Full text; Fig. 4 (Family: none)	1, 3, 5, 6, 8
X	JP 61-122302 U (Nissan Motor Co., Ltd.), 01 August, 1986 (01.08.86), Full text; Fig. 1 (Family: none)	1-3, 8

国際調査報告

国際出願番号 PCT/JPO3/15492

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F01C21/12, F01C1/356

B. 調査を行った分野
調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl⁷ F01C, F01K

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996
日本国公開実用新案公報 1971-2004
日本国登録実用新案公報 1994-2004
日本国実用新案登録公報 1996-2004

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	JP 2000-227080 A (株式会社日本自動車部品総合研究所, トヨタ自動車株式会社) 2000. 08. 15, 全文, 図5, 9 (ファミリーなし)	1-3, 5, 8, 9 4
Y	JP 63-201303 A (富士電機株式会社) 1988. 08. 19, 第3頁右下欄13行, 第2図 (ファミリーなし)	4

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に関する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献
「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日
09. 02. 2004

国際調査報告の発送日
24. 2. 2004

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
稲葉 大紀

3T 9820

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

様式PCT/ISA/210 (第2ページの続き) (1998年7月)